



TUGAS AKHIR - TM141585

**ANALISA PENGARUH VARIASI *PINCH POINT*  
DAN *APPROACH POINT* TERHADAP PERFORMA  
*HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR* TIPE  
*DUAL PRESSURE***

RYAN HIDAYAT  
NRP. 2112100061

Dosen Pembimbing  
Bambang Arip Dwiyantoro, S.T, M.Eng, Ph.D

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017





**TUGAS AKHIR - TM141585**

**ANALISA PENGARUH VARIASI *PINCH POINT* DAN  
*APPROACH POINT* TERHADAP PERFORMA *HEAT  
RECOVERY STEAM GENERATOR* TIPE *DUAL PRESSURE***

**RYAN HIDAYAT**

**NRP. 2112100061**

**Pembimbing:**

**Bambang Arip Dwiyantoro, S.T, M.Eng, Ph.D**

**JURUSAN TEKNIK MESIN**

**Fakultas Teknologi Industri**

**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Surabaya 2017**





**FINAL PROJECT - TM141585**

**ANALYSIS OF THE VARIATION IN PINCH POINT AND  
APPROACH POINT TOWARD THE PERFORMANCE OF HEAT  
RECOVERY STEAM GENERATOR DUAL PRESSURE TYPE**

**RYAN HIDAYAT**

Registration No. 2112100061

Academic Advisor:

Bambang Arip Dwiyantoro, S.T, M.Eng, Ph.D

**DEPARTMENT MECHANICAL ENGINEERING**

Faculty of Industrial Technology

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya 2017



**ANALISA PENGARUH VARIASI *PINCH POINT* DAN  
*APPROACH POINT* TERHADAP PERFORMA *HEAT  
RECOVERY STEAM GENERATOR* TIPE DUAL  
*PRESSURE***

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**Ryan Hidayat**  
NRP. 2112.100.061

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Bambang Arip D., ST, M.Eng, PhD. (Pembimbing)  
NIP. 197804012002121001
2. Prof. Dr.Eng. Prabowo, M.Eng. (Penguji I)  
NIP. 196505051990031005
3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Penguji II)  
NIP. 197301161997021001
4. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD. (Penguji III)  
NIP. 197105241997021001

**SURABAYA**

**JANUARI, 2017**





# **ANALISA PENGARUH VARIASI *PINCH POINT* DAN *APPROACH POINT* TERHADAP PERFORMA *HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR* TIPE DUAL PRESSURE**

**Nama Mahasiswa** : Ryan Hidayat  
**NRP** : 2112 100 061  
**Jurusan / Fakultas** : Teknik Mesin / FTI - ITS  
**Dosen Pembimbing** : Bambang Arip D, S.T, M.Eng, Ph.D

## **Abstrak**

*Siklus kombinasi adalah siklus termodinamika yang menggabungkan siklus rankine dan siklus brayton. Kebutuhan kalor untuk menghasilkan uap air akan disediakan dari gas buang turbin gas. Hal tersebut bisa terjadi kerana adanya komponen Heat Recovery Steam Generator (HRSG). Dalam proses perancangan HRSG harus memperhatikan kebutuhan dari pembangkit, dan juga memperhatikan parameter yang dapat mempengaruhi performa HRSG, salah satunya adalah pinch point dan approach point. Sehingga perlu dilakukan penelitian untuk mengetahui karakteristik pengaruh dari pinch point, dan approach point pada HRSG terhadap performa pembangkit. Juga perlu penelitian untuk mengetahui pengaruh komponen di luar HRSG seperti gas turbin terhadap performa HRSG dan dampaknya pada pembangkit secara keseluruhan.*

*Pada penelitian tugas akhir ini, metode yang digunakan adalah dengan melakukan simulasi pembangkit menggunakan software cycle tempo. Simulasi akan disesuaikan dengan data acuan siklus kombinasi dengan konfigurasi 1 x 1 x 1 (1 GT - 1 HRSG dual pressure – 1 ST single pressure). Hasil yang diharapkan yaitu mendapatkan nilai net power output, net plant efficiency, dan net plant heat rate yang dihasilkan dari sistem setelah dilakukan variasi pembebanan pada turbin gas, dan juga setelah dilakukan variasi pinch point dan approach temperature point pada HRSG.*

*Hasil simulasi menunjukkan bahwa pada beban turbin gas 100% akan menghasilkan nilai net power output sebesar 72,205 MW yang akan mengalami penurunan, dan net plant efficiency sebesar 47,044 % , juga nilai net plant heat rate sebesar 7652,3 kJ/kWh yang mengalami tetap seiring menurunnya beban turbin. Sementara untuk variasi perubahan pinch point pada approach point tetap akan mengakibatkan power output, net plant efficiency menjadi meningkat dan penurunan pada net plant heat rate seiring dengan berkurangnya nilai pinch point. Untuk variasi approach point pada pinch point tetap akan mengakibatkan peningkatan pada power output, net plant efficiency dan penurunan nilai pada net plant heat rate seiring dengan berkurangnya nilai approach point. Variasi yang menghasilkan performa terbaik adalah pada pengurangan nilai pinch point modul low pressure dimana pinch point sebesar 50,8° C dan approach point 9,77° C menghasilkan power sebesar 16,069 MW, net plant efficiency sebesar 50,462 %, dan net plant heat rate sebesar 7132,535 kJ/kWh, namun untuk dapat membangkitkan daya sebesar itu diperlukan tambahan sumber panas sebesar 25 MW.*

***Kata kunci : Approach point, Cycle Tempo, HRSG, Siklus Kombinasi, Pinch point***

# **ANALYSIS OF THE VARIATION IN PINCH POINT AND APPROACH POINT TOWARD THE PERFORMANCE OF HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR DUAL PRESSURE TYPE**

**Student Name** : Ryan Hidayat  
**NRP** : 2112 100 061  
**Departemen** : Teknik Mesin / FTI - ITS  
**Supervisor** : Bambang Arip D, S.T, M.Eng, Ph.D

## **Abstract**

*Combine cycle is thermodynamic cycle that combine Rankine cycle and Brayton cycle. The heat require to generate steam comes from the exhaust gas of gas turbine. That thing can be happen because of Heat Recovery Steam Generator (HRSG). In HRSG design, the require of the plant and the parameter that change HRSG performance need to be keep in mind. One of the parameter is pinch point and approach point. So, research to study the change of pinch point and approach point toward HRSG performance must be conducted. And the research to study the change of component outside HRSG, like turbine load toward HRSG performance and the whole plant performance too.*

*The method that used in this final project research is to make the simulation of the plant with cycle tempo software. The simulation needs to be based on the reference data of combine cycle with 1x1x1 configuration (1 GT - 1 HRSG dual pressure – 1 ST single pressure). The expected result is to get the net power output, net plant efficiency, and net plant heat rate from the plant after the variation of the turbine load, and the variation of pinch point and approach point of HRSG.*

*The simulation result show in 100% turbine load will have 72,205 MW in net power output that will descend following the descend of turbine load. And this condition will have 47,044% in net plant efficiency and 7652,3 kJ/kWh in net plant heat rate that will have the same value following the descend of turbine*

*load. And for the variation of pinch point with same approach point will have the value of power output, and net plant efficiency ascend, and net plant heat rate descend following the descend of the pinch point. For the variation of approach point with same pinch point will have the result same as variation of pinch point result. The best result from this variation is from the change of pinch point in low pressure module, that give result of 16,069 in power, 50,462% in net plant efficiency, and 7132,535 kJ/kWH in net plant heat rate, when the value of pinch point is 50,8° C and the value of approach point is 9,77° C. But that result can not be achieve because the lack of 25 MW heat source.*

***Keywords : Approach point, Combine Cycle, Cycle Tempo, HRSG, Pinch point***

## KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kami panjatkan kehadiran Allah SWT atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya, sehingga tugas akhir dengan judul:

**“ANALISA PENGARUH VARIASI *PINCH POINT* DAN  
*APPROACH POINT* TERHADAP PERFORMA *HEAT  
RECOVERY STEAM GENERATOR* TIPE *DUAL  
PRESSURE*”**

dapat terselesaikan. Laporan ini disusun sebagai salah satu persyaratan untuk meraih gelar Sarjana pada Jurusan Teknik Mesin

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis berusaha menerapkan ilmu yang didapat selama menjalani perkuliahan di Teknik Mesin. Kiranya penulis tidak akan mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini tanpa bantuan, saran, dukungan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Mama, Papa, Mbak Rika, A Fian, Ari dan segenap keluarga besar yang telah memberikan segalanya bagi penulis.
2. Bapak Bambang Arif Dwiyantoro ST., M.Eng., Ph.D selaku dosen pembimbing, yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk memberikan ide, arahan, bimbingan sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.
3. Bapak Prof. Dr. Eng Prabowo M.Eng , Ary Bachtiar KP ST., MT., Ph.D., dan Dr Bambang Sudarmanta, ST., MT., selaku dosen penguji atas semua kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini.
4. Anson dan Alfian sebagai teman satu bimbingan yang telah kebersamai perjuangan penyelesain tugas akhir ini.
5. Ilman, Achsan, Ilham, Havi dan seluruh keluarga besar laboratorium perpan yang telah memberikan saran dan bantuan dalam menyelesaikan tugas akhir

6. Fakhrol dan Wahyu yang telah banyak membantu penulis dalam melewati masa-masa perkuliahan dan tugas akhir ini.
7. Keluarga Ash Shaff, JMML, dan GMH yang banyak memberikan pengalaman berharga selama masa perkuliahan ini.
8. Teman-teman M55, Teknik Mesin 2012 yang telah kebersamai masa perkuliahan ini.
9. Keluarga Pisman5, Qolam, Paskibra5, dan OSIS5 yang membuat penulis termotivasi untuk menyelesaikan tugas akhir agar bisa cepat pulang ke Tangerang.
10. Pak Bintoro, beserta seluruh karyawan GE Surabaya atas ilmunya yang sangat berharga.
11. Segenap Bapak/Ibu Dosen Pengajar dan Karyawan di Jurusan SI Teknik Mesin ITS, yang telah banyak memberikan ilmu serta bantuan selama menjalani masa perkuliahan.

Penulis menyadari sepenuhnya, bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran dari berbagai pihak, yang dapat mengembangkan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL

LEMBAR PENGESAHAN

Abstrak .....	i
Abstract .....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI .....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL .....	xiii

BAB I PENDAHULUAN ..... 1

1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	2
1.3. Batasan Masalah .....	3
1.4. Tujuan Penelitian .....	3
1.5. Manfaat Penelitian .....	4

BAB II TINJAUAN PUSTAKA. .... 5

2.1. Siklus Kombinasi.....	5
2.2. HRSG.....	10
2.2.1. Komponen Utama HRSG.....	11
2.2.2. Klasifikasi HRSG.....	13
2.2.3. Efisiensi Termal HRSG.....	18
2.2.4. Pengaruh <i>Pinch Point</i> dan <i>Approach Point</i> pada HRSG ... .....	18
2.3. Perangkat Lunak <i>Cycle Tempo</i> .....	21
2.4. Penelitian Terdahulu.....	25
2.4.1. <i>Combined Cycle Heat Recovery Optimization</i> .....	25

2.4.2. Analisis <i>Full Repowering</i> PLTU UNIT 1 PT PJB UP Gresik dengan Variasi <i>Pinch Point</i> pada <i>Heat Recovery Steam Generator</i> Menggunakan <i>Software Cycle-Tempo</i> .....	26
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....</b>	<b>31</b>
3.1. Tahap-Tahap Penelitian Tugas Akhir .....	31
3.2. Tahap Pemodelan.....	32
3.3. Variasi dan Hasil yang Diharapkan .....	33
3.4. <i>Flowchart</i> Pemodelan dan Simulasi Pengubahan Variasi Pembangkit dengan <i>Software Cycle Tempo</i> .....	34
<b>BAB IV ANALISI DATA DAN PEMBAHASAN.....</b>	<b>37</b>
4.1. Data Pendukung Dalam Pemodelan.....	37
4.2. Proses Simulasi Siklus Kombinasi.....	41
4.3. Proses Running dan Validasi .....	45
4.4. Pengaruh Perubahan Beban Turbin Gas Terhadap Performa Pembangkit.....	47
4.5. Pengaruh Perubahan <i>Pinch Point</i> Pada Modul High Pressure HRSG Terhadap Performa Pembangkit .....	51
4.6. Pengaruh Perubahan <i>Approach Point</i> Pada Modul High Pressure HRSG Terhadap Performa Pembangkit .....	52
4.7. Pengaruh Perubahan <i>Pinch Point</i> Pada Modul Low Pressure HRSG Terhadap Performa Pembangkit .....	53
4.8. Pengaruh Perubahan <i>Approach Point</i> Pada Modul Low Pressure HRSG Terhadap Performa Pembangkit.....	54
4.9. Pengaruh Perubahan <i>Pinch Point</i> dan <i>Approach Point</i> Terhadap <i>Power Output</i> .....	56
4.10. Pengaruh Perubahan <i>Pinch Point</i> dan <i>Approach Point</i> Terhadap <i>Net Plant Efficiency</i> . ....	57
4.11. Pengaruh Perubahan <i>Pinch Point</i> dan <i>Approach Point</i> Terhadap <i>Net Plant Heat Rate</i> . ....	59



4.12. Analisa Laju Alir Massa pada <i>Heat Recovery Steam Generator</i> (HRSG) .....	61
4.12.1. Analisa Laju Alir Massa pada Evaporator .....	61
4.12.2. Analisa Laju Alir Massa pada Modul Low Pressure....	64
4.13. Optimalisasi Performa <i>Heat Recovery Steam Generator</i> (HRSG) dengan Parameter <i>Pinch Point</i> dan <i>Approach Point</i> .....	64
 BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....	67
5.1. Kesimpulan .....	67
5.2. Saran .....	69

## DAFTAR PUSTAKA

[halaman ini sengaja dikosongkan]

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 (a) Siklus Rankine ; (b) Siklus Brayton.....	5
Gambar 2.2. Siklus Kombinasi.....	6
Gambar 2.3. HRSG pada Siklus Kombinasi.....	11
Gambar 2.4. Skema Diagram HRSG <i>single-pressure</i> .....	12
Gambar 2.5 Profil distribusi temperatur pada Tekanan Tunggal	13
Gambar 2.6. Skema Diagram HRSG <i>multi-pressure</i> .....	14
Gambar 2.7. Profil distribusi temperatur pada Tekanan Ganda ..	14
Gambar 2.8. Evaporator: (a) tipe drum ; (b) tipe <i>once-through</i> ..	15
Gambar 2.9 Unfired HRSG .....	16
Gambar 2.10 Supplementary Fired HRSG.....	16
Gambar 2.11 HRSG Tipe Horizontal .....	17
Gambar 2.12 HRSG Tipe Vertikal .....	18
Gambar 2.13 Profil diagram temperatur gas buang dan uap pada <i>single pressure</i> HRSG.....	19
Gambar 2.14 Kondisi Silang Temperatur pada HRSG.....	20
Gambar 2.15 <i>Input Data</i> pada <i>Cycle-Tempo</i> .....	22
Gambar 2.16 Contoh Pemodelan pada <i>Cycle-Tempo</i> .....	23
Gambar 2.17 Sistem Matriks pada <i>Cycle-Tempo</i> .....	24
Gambar 2.18 Grafik pengaruh perubahan <i>Pinch Point</i> HRSG terhadap <i>Net Power Output</i> .....	27
Gambar 2.19 Grafik pengaruh perubahan <i>Pinch Point</i> HRSG terhadap <i>Net Plant Efficiency</i> .....	28
Gambar 2.20 Grafik pengaruh perubahan <i>Pinch Point</i> HRSG terhadap <i>Net Plant Heat Rate</i> .....	28
Gambar 3.1. <i>Flowchart</i> Penelitian .....	31
Gambar 3.2. Hasil pemodelan Pembangkit pada <i>Cycle Tempo</i> ...	32
Gambar 3.3. Contoh <i>input</i> data kedalam <i>software</i> .....	32
Gambar 3.4. Flowchart Pemodelan dan Simulasi Pengubahan Variasi Pembangkit dengan <i>Software Cycle Tempo</i> .....	36

Gambar 4.1. Pemodelan Pembangkit .....	41
Gambar 4.2. Tampilan Simulasi pada <i>Cycle Tempo</i> .....	45
Gambar 4.3. Tampilan Hasil Simulasi pada <i>Cycle Tempo</i> .....	47
Gambar 4.4. T-S Diagram Siklus Kombinasi.....	48
Gambar 4.5. Grafik pengaruh perubahan Beban turbin gas terhadap <i>net power output</i> .....	50
Gambar 4.6. Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul HP terhadap <i>Power Output</i> .....	56
Gambar 4.7. Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul LP terhadap <i>Power Output</i> .....	57
Gambar 4.8. Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul HP terhadap <i>Net Plant Efficiency</i> .....	58
Gambar 4.9. Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul LP terhadap <i>Net Plant Efficiency</i> .....	59
Gambar 4.10 Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul HP terhadap <i>Net Plant Heat Rate</i> .....	60
Gambar 4.11. Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul LP terhadap <i>Net Plant Heat Rate</i> .....	60
Gambar 4.12. Kondisi Evaporator pada Approach Point 4,81° C ... .....	61
Gambar 4.13. Grafik Perbandingan Approach point dan Laju alir massa.....	62
Gambar 4.14. Grafik perbandingan Approach Point dan Circulation Ratio .....	63
Gambar 4.15. Tabel energy balance pada LP dengan pinch point 50,8° C .....	65

## DAFTAR TABEL

Tabel 1.1. Perbandingan efisiensi beberapa jenis pembangkit oleh Burr. 1999 .....	2
Tabel 2.1. Variasi <i>pinch point</i> , <i>approach point</i> , dan <i>HP pressure</i> terhadap performa pembangkit .....	26
Tabel 2.2. Perbandingan biaya dari 4 kasus yang berbeda .....	26
Tabel 3.1 Variasi Pembebanan Turbin Gas .....	33
Tabel 3.2 Variasi perubahan <i>pinch point</i> dan <i>approach point</i> pada HRSG .....	34
Tabel 4.1 Data Heat Balance .....	37
Tabel 4.2 Data HRSG <i>Predicted Performance</i> .....	40
Tabel 4.3 Data Input Pada Cycle Tempo.....	41
Tabel 4.4 Perbandingan Daya output <i>heat balance</i> dan Hasil Simulasi Cycle Tempo .....	46
Tabel 4.5 Input Pada Cycle Tempo .....	49
Tabel 4.6 Hasil simulasi dengan perubahan beban turbin gas.....	49
Tabel 4.7 Hasil simulasi Variasi <i>Pinch Point</i> Pada Modul <i>High Pressure HRSG</i> .....	51
Tabel 4.8 Hasil simulasi Variasi <i>Approach Point</i> Pada Modul <i>High Pressure HRSG</i> .....	52
Tabel 4.9 Hasil simulasi Variasi <i>Pinch Point</i> Pada Modul <i>Low Pressure HRSG</i> .....	53
Tabel 4.10 Hasil simulasi Variasi <i>Approach Point</i> Pada Modul <i>Low Pressure HRSG</i> .....	54
Tabel 4.11 Laju alir massa pada evaporator dan deaerator .....	64
Tabel 4.12 Parameter optimal untuk HRSG.....	66

[halaman ini sengaja dikosongkan]

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Dalam era globalisasi ini, salah satu aspek yang dapat membuat suatu Negara dapat bertahan dalam persaingan global adalah aspek pembangunan. Dalam hal ini, pembangunan yang disorot adalah pembangunan dalam bidang industri. Untuk menunjang pembangunan industri tersebut, maka diperlukan sumber daya energi yang dapat memenuhi kebutuhan pembangunan. Sumber daya energi tersebut bisa didapat dari alam yang kemudian akan diubah menjadi bentuk energi yang lain. Salah satu bentuk energi yang memegang peranan paling penting adalah energi listrik.

Untuk mendapatkan energi listrik diperlukan infrastruktur pendukung berupa Pembangkit. Pembangkit yang umum digunakan saat ini adalah pembangkit konvensional yang menggunakan sumber energi tak terbarukan sebagai bahan bakar untuk dapat menghasilkan listrik, baik itu berupa batu bara maupun gas bumi. Karena sumber energi tersebut tak terbarukan, maka diharapkan dalam pemanfaatan energi harus seefisien mungkin.

Pembangkit yang saat ini masih umum digunakan biasanya menggunakan prinsip dari berupa gas. Dan juga terdapat siklus kombinasi yang merupakan gabungan dari siklus Rankine dan siklus Brayton, yang prinsipnya digunakan dalam PLTGU. Dalam siklus kombinasi, untuk menggabungkan kedua siklus yang telah disebutkan sebelumnya maka dibutuhkan suatu komponen tambahan yang biasa disebut HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*). HRSG pada prinsipnya adalah pengganti komponen Boiler pada siklus Rankine yang memanfaatkan panas dari gas buang yang dihasilkan turbin gas di siklus Brayton. Gas buang dari turbin gas tersebut masih memiliki temperatur yang tinggi, sehingga akan sangat tidak baik secara ekonomi maupun lingkungan jika langsung dibuang begitu saja tanpa dimanfaatkan

lagi. Dengan pemanfaatan panas dari gas buang tersebut, sehingga bisa didapatkan Efisiensi Termal yang lebih baik dibandingkan jenis pembangkit lainnya, seperti ditunjukkan pada table 1.1.

Dalam perkembangannya, HRSG dapat dikategorikan menjadi beberapa jenis sesuai kebutuhannya. Sehingga perancangan HRSG pun harus memperhatikan kebutuhan pembangkit itu sendiri. Ada beberapa parameter yang perlu diperhatikan dalam perancangan HRSG, salah satunya adalah *pinch point* dan *approach temperature point*. Perbedaan parameter tersebut akan memberikan perbedaan performa pada HRSG, sehingga perlu dilakukan penelitian untuk mengetahui karakteristik pengaruh dari *pinch point*, dan *approach temperature point* pada HRSG. Untuk membantu penelitian, perlu dilakukan simulasi pembangkit yang terdapat HRSG yang akan ditinjau didalamnya. Simulasi dapat dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak, salah satunya *cycle tempo*.

Tabel 1.1 Perbandingan efisiensi beberapa jenis pembangkit oleh Burr. 1999

Jenis Pembangkit	Kapasitas (MW)	Thermal Efisiensi (%)
PLTU Batubara ( <i>Ultra/Supercritical</i> )	400 – 600	40 – 45
PLTU Batubara ( <i>Subcritical</i> )	200 – 800	30 – 40
PLTG	50 – 100	22 – 28
PLTGU	300 – 600	36 – 50
PLTD	1 - 30	27 - 30

## 1.2 Rumusan Masalah

Pada HRSG, terdapat parameter yang menentukan performa dari HRSG itu sendiri, yang akan berpengaruh pada performa pembangkit dimana HRSG itu berada. Sehingga perlu diketahui karakteristik dari pengaruh parameter tersebut terhadap performa pembangkit secara keseluruhan. Berdasarkan uraian tersebut, perumusan masalah untuk penelitian ini, antara lain :

1. Bagaimana membuat pemodelan pembangkit yang memiliki konfigurasi 1x1x1 (1 turbin gas – 1 HRSG tekanan dua



- tingkat – 1 turbin uap tekanan tunggal) menggunakan perangkat lunak *Cycle-tempo*.
2. Bagaimana perubahan *net power output*, *net plant efficiency*, dan *net plant heat rate* yang dihasilkan dari sistem setelah dilakukan variasi pembebanan pada turbin gas.
  3. Bagaimana perubahan *net power output*, *net plant efficiency*, dan *net plant heat rate* yang dihasilkan dari sistem setelah dilakukan variasi *pinch point* dan *approach temperature point* pada HRSG.

### 1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini antara lain:

1. Kondisi operasi *steady state*.
2. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
3. Siklus kombinasi dengan konfigurasi 1x1x1 (1 turbin gas – 1 HRSG – 1 turbin uap tekanan tunggal)
4. *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) tipe horizontal dengan sistem tekanan dua tingkat.
5. Simulasi dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak *Cycle-Tempo 5.0*.
6. Penelitian ini tidak melibatkan analisis ekonomi, metalurgi, dan manufaktur.

### 1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah diatas, maka tujuan dilakukannya penelitian ini sebagai berikut:

1. Membuat pemodelan pembangkit yang memiliki konfigurasi 1x1x1 (1 turbin gas – 1 HRSG tekanan dua tingkat – 1 turbin uap tekanan tunggal) menggunakan perangkat lunak *Cycle-tempo*.
2. Mengetahui perubahan *net power output*, *net plant efficiency*, dan *net plant heat rate* yang dihasilkan dari sistem setelah dilakukan variasi pembebanan pada turbin gas.

3. Mengetahui perubahan *net power output*, *net plant efficiency*, dan *net plant heat rate* yang dihasilkan dari sistem setelah dilakukan variasi *pinch point* dan *approach temperature point* pada HRSG.

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat yang diperoleh dari penelitian ini adalah:

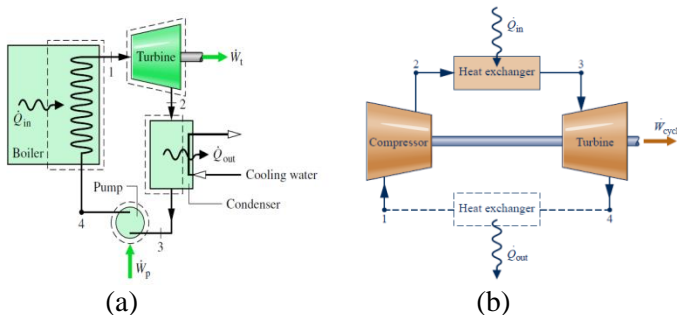
1. Mengetahui cara mengevaluasi *net power output*, *net plant efficiency* dan *net heat rate* suatu sistem pembangkit dengan menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo*.
2. Sebagai data pendukung untuk mengembangkan teknologi pembangkit yang menggunakan *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) didalamnya.

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Siklus Kombinasi

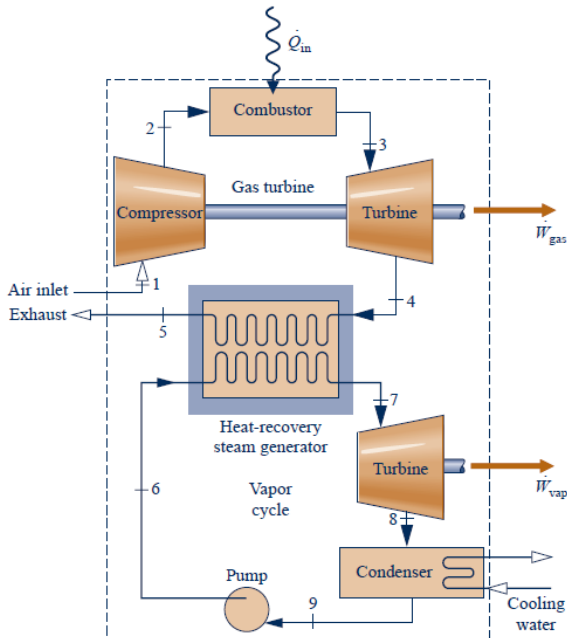
Siklus kombinasi adalah siklus yang menggabungkan antara dua siklus termodinamika yang paling umum ditemui aplikasinya pada pembangkit, yaitu siklus Rankine dan siklus Brayton. Siklus Rankine menggunakan fluida kerja berupa air, dan memiliki komponen utama berupa turbin uap, kondensor, pompa, dan boiler. Skema dari siklus Rankine ditunjukkan seperti pada gambar 2.1(a). Sedangkan siklus Brayton menggunakan fluida kerja berupa gas, dan memiliki komponen utama berupa turbin gas, kompresor, dan alat penukar panas (*heat exchanger*) yang diaplikasikan ke ruang bakar. Skema dari siklus Brayton ditunjukkan seperti pada gambar 2.1(b).



Gambar 2.1 (a) Siklus Rankine ; (b) Siklus Brayton

Pada siklus Rankine, kerja akan dihasilkan dari putaran turbin uap yang memanfaatkan aliran uap air yang bertekanan tinggi. Setelah melewati turbin uap, tekanan uap air akan menurun lalu uap air masuk komponen kondensor untuk dikondensasikan menjadikan air. Setelah dari kondensor, air akan masuk pompa untuk dinaikkan tekannya dan masuk komponen boiler untuk merubah air menjadi uap air. Sedangkan pada siklus Brayton, kerja akan dihasilkan dari putaran turbin gas yang

memanfaatkan aliran dari gas panas yang sebelumnya sudah dikompresi di kompresor lalu diberikan panas di ruang bakar (*heat exchanger*). Gas panas keluaran dari turbin gas masih memiliki temperatur yang tinggi setelah dimanfaatkan pada turbin, dan akan berbahaya jika langsung dibuang ke lingkungan. Oleh karena itu, panas gas buang tersebut dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan uap air pada siklus Rankine yang merupakan fungsi dari komponen boiler. Dengan menggabungkan kedua siklus tersebut, dapat menghasilkan efisiensi yang lebih besar karena sumber panas yang dibutuhkan oleh siklus Rankine dapat disediakan oleh siklus Brayton, sehingga tidak perlu bahan bakar tambahan. Skema dari siklus kombinasi dapat dilihat pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 Siklus Kombinasi

➤ Tinjauan dari Siklus Brayton

• Kompresor

Pada kompresor gas akan mengalami kompresi, sehingga pada kondisi 2 gas akan memiliki tekanan yang tinggi. Dengan asumsi steady state, efek dari energi kinetik dan potensial dapat diabaikan, sehingga didapat:

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{cv}} - \dot{W}_c + \dot{m} \left[ h_2 - h_1 + \cancel{\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}} + g(z_2 \cancel{- z_1}) \right]$$

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_{air}} = h_2 - h_1 \quad (2.1)$$

Dimana  $\dot{W}_c$  adalah daya kompresor,  $\dot{m}_{air}$  adalah laju aliran massa udara, dan  $h$  adalah enthalpi.

• Ruang Bakar

Pada ruang bakar (*combustor*) akan terjadi proses pemasukan kalor terhadap gas dalam sistem. Sehingga pada kondisi 3 gas akan memiliki temperatur dan tekanan yang tinggi. Dengan asumsi yang ada, didapat kan persamaan:

$$\frac{\dot{Q}_{in\ fuel}}{\dot{m}_{air+fuel}} = h_3 - h_2 \quad (2.2)$$

Dimana  $\dot{Q}_{in\ fuel}$  adalah kalor yang diserap gas dalam ruang bakar yang berasal dari pembakaracampuran bahan bakar dan udara dan  $\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}$  adalah laju aliran massa udara ditambah bahan bakar.

• Turbin

Turbin yang digunakan pada siklus Brayton adalah turbin gas, karena fluida kerja pada siklus ini adalah gas. Gas yang memiliki temperatur dan tekanan yang tinggi akan diekspansi pada turbin gas, dan menghasilkan kerja. Sehingga pada kondisi 4, tekanan gas akan menurun begitu pula dengan temperaturnya namun tidak signifikan. Dengan asumsi yang ada, didapat kan persamaan:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_{gas}} = h_3 - h_4 \quad (2.3)$$

Dimana  $\dot{W}_t$  adalah daya turbin, dan  $\dot{m}_{gas}$  adalah laju aliran massa gas hasil pembakaran.

- HRSG

Pada HRSG akan terjadi proses pembuangan kalor dari siklus Brayton menuju siklus Rankine. Dengan asumsi yang ada, didapat kan persamaan:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}_{gas}} = h_4 - h_5 \quad (2.4)$$

Dimana  $\dot{Q}_{out}$  adalah kalor yang dibuang gas dari siklus Brayton menuju siklus Rankine, dan  $\dot{m}_{gas}$  adalah laju aliran massa gas hasil pembakaran.

Performa dari siklus Brayton ini dapat diketahui dengan menghitung efisiensi termal dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\eta_{siklus\ Brayton} = \frac{W_t - W_c}{Q_{in\ fuel}} \quad (2.5)$$

Dimana efisiensi siklus adalah perbandingan antara daya yang dihasilkan dan kalor yang dibutuhkan.

- Tinjauan dari Siklus Rankine

- Turbin

Turbin yang digunakan pada siklus Rankine adalah turbin uap, karena fluida kerja yang mengalir dalam siklus ini berupa air dan uap air. Pada kondisi 7, uap air yang keluar dari HRSG mempunyai temperatur dan tekanan yang tinggi. Ketika melewati turbin, maka terjadilah proses ekspansi yang menghasilkan kerja. Sehingga uap air pada kondisi 8 memiliki tekanan yang lebih rendah. Dengan persamaan *energy balance*, menggunakan asumsi *steady state*, perpindahan panas di sekitar turbin, energi kinetik, dan energi potensial diabaikan, didapat:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_s} = h_7 - h_8 \quad (2.6)$$

Dimana  $\dot{W}_t$  adalah daya turbin,  $\dot{m}_s$  adalah laju aliran massa *steam* (uap air), dan  $h$  adalah enthalpi.

- Kondensor

Pada kondensor terjadi perpindahan panas dari fluida kerja ke air pendingin (cooling water) pada aliran yang terpisah. Fluida kerja akan mengalami kondensasi dan temperatur air pendingin akan meningkat. Dengan asumsi yang ada, didapat kan persamaan:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}s} = h_8 - h_9 \quad (2.7)$$

Dimana  $\dot{Q}_{out}$  adalah kalor yang dibuang dari fluida kerja ke air pendingin.

- Pompa

Setelah mengalami kondensasi, maka fluida kerja menjadi air. Air pada titik 9 akan dipompa, sehingga akan mengalami proses kompresi yang mengakibatkan tekanan air meningkat agar dipersiapkan masuk boiler. Dengan asumsi yang ada, didapat kan persamaan:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}s} = h_6 - h_9 \quad (2.8)$$

Dimana  $\dot{W}_p$  merupakan input daya untuk pompa.

- HRSG

Fluida kerja pada kondisi 6 setelah meninggalkan pompa disebut *boiler feedwater*, yang nantinya akan dipanaskan hingga mencapai titik jenuh dan mengalami evaporasi pada HRSG. Dengan asumsi yang ada, didapat kan persamaan:

$$\frac{\dot{Q}_{in\ exh\ gas}}{\dot{m}s} = h_7 - h_6 \quad (2.9)$$

Dimana  $\dot{Q}_{in\ exh\ gas}$  adalah kalor yang diserap dari gas buang turbin gas untuk mengubah fase air menjadi uap.

Performa dari siklus Rankine ini dapat diketahui dengan menghitung efisiensi termal dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\eta_{siklus Rankine} = \frac{W_t - W_p}{Q_{in\ exh\ gas}} \quad (2.10)$$

Dimana efisiensi siklus adalah perbandingan antara daya yang dihasilkan dan kalor yang dibutuhkan.

Siklus Rankine dan siklus Brayton dikombinasikan menggunakan komponen HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) yang berperan sebagai boiler pada siklus Rankine dan memanfaatkan panas dari gas buang turbin gas siklus Brayton. Dikarenakan memiliki efisiensi yang cukup besar, penggunaan siklus kombinasi sudah diaplikasikan sebagai pembangkit listrik yang banyak dipakai di seluruh dunia. Untuk menghitung efisiensi termal dari siklus kombinasi, bisa didapat dengan:

$$\eta_{siklus kombinasi} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{ST}}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.11)$$

Dimana  $\dot{W}_{GT}$  adalah daya yang dihasilkan dari turbin gas,  $\dot{W}_{ST}$  adalah daya yang dihasilkan dari turbin uap, dan  $\dot{Q}_{in}$  adalah total panas yang dibutuhkan dalam siklus kombinasi.

Sedangkan nilai *heat rate* sistem pembangkit diperoleh dengan persamaan berikut:

$$Net\ Plant\ Heat\ Rate = \frac{(\dot{m}_{fuel} \cdot LHV)}{Net\ Power} \quad (2.12)$$

Dimana  $\dot{m}_{fuel}$  adalah *mass flow rate* bahan bakar (kg/h), LHV adalah nilai kalor bawah bahan bakar (kJ/kg), dan *Net Power* adalah daya yang dihasilkan pembangkit setelah dikurangi pemakaian sendiri (*gross power – auxiliary power*) (KW)

## 2.2 HRSG

*Heat Recovery Steam Generator* adalah komponen utama yang menunjang siklus kombinasi dapat berjalan sesuai dengan fungsinya. Seperti sudah disebutkan sebelumnya, bahwa HRSG menggantikan fungsi boiler dalam siklus Rankine dan memanfaatkan panas dari gas buang turbin gas dari siklus Brayton. Secara umum, HRSG terdiri dari 3 komponen utama

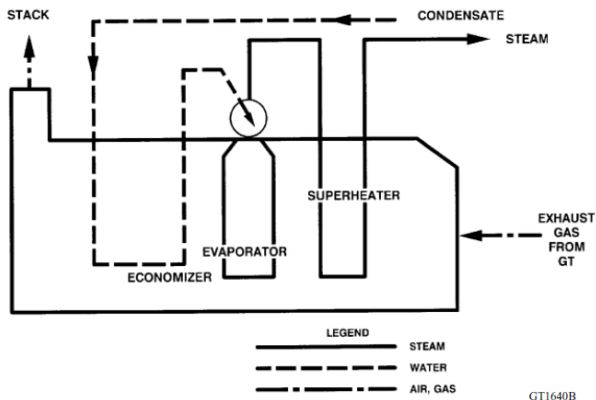


Setelah mendekati titik jenuhnya, air yang keluar dari economizer akan siap memasuki komponen evaporator. Pada evaporator ini terjadi proses perubahan fase dari air menjadi uap

air. Pada umumnya konstruksi evaporator ini dilengkapi dengan drum, yang memiliki fungsi sebagai bejana yang memisahkan antara air yang sudah berubah fase dengan yang belum. Air yang masih dalam fase cair akan diputar kembali melalui rangkaian pipa evaporator, sementara yang telah menjadi uap air akan melewati drum untuk dipersiapkan memasuki komponen selanjutnya.

- Superheater

Pada Superheater atau biasa disebut pemanas lanjut, uap air yang sudah melewati drum akan dipanaskan kembali agar mencapai temperatur yang lebih tinggi. Hal ini dimaksudkan agar uap air yang akan melakukan kerja di turbin uap tidak akan mengembun selama proses ekspansi karena temperatur yang masih mendekati titik jenuh ketika melewati drum, sehingga diperlukan pemanas lanjut di superheater untuk menaikkan temperatur menjauhi titik jenuhnya.



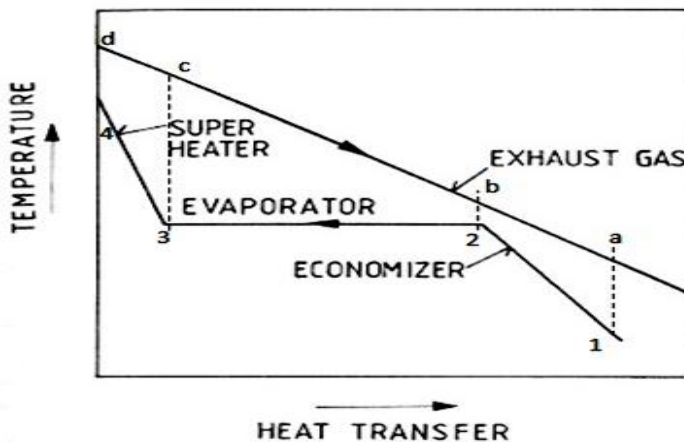
Gambar 2.4 Skema Diagram HRSG *single-pressure*

### 2.2.2 Klasifikasi HRSG

- Berdasarkan Tingkat Tekanan
  - a. Single Pressure

Pada HRSG single pressure, fluida kerja akan dialirkan melalui komponen yang dikondisikan memiliki tekanan yang sama

dari economizer, evaporator, hingga superheater. Sehingga turbin uap yang dipakai juga memiliki tekanan tunggal. Energi dihasilkan dari gas buang yang akan dimanfaatkan panasnya untuk menghasilkan uap air. Skema tekanan tunggal adalah skema siklus uap air (Rankine) yang paling sederhana yang bisa diterapkan dalam siklus kombinasi dan penggunaannya sudah dipakai secara luas. Dengan skema ini akan didapatkan biaya instalasi yang paling murah, walaupun skema ini tidak menghasilkan efisiensi termal siklus kombinasi yang tertinggi. Skema tekanan tunggal dapat dilihat pada gambar 2.5.

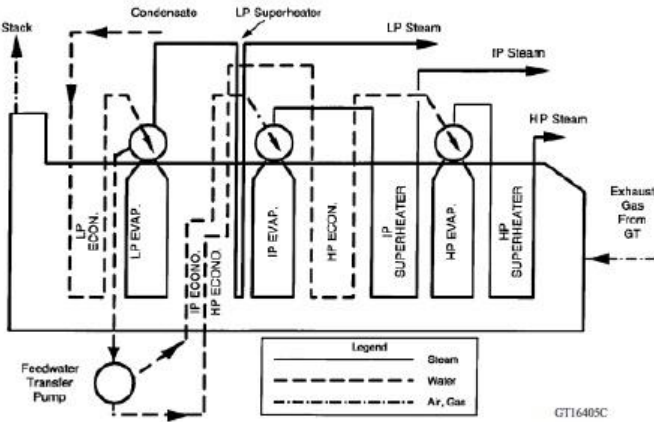


Gambar 2.5 Profil distribusi temperatur pada Tekanan Tunggal

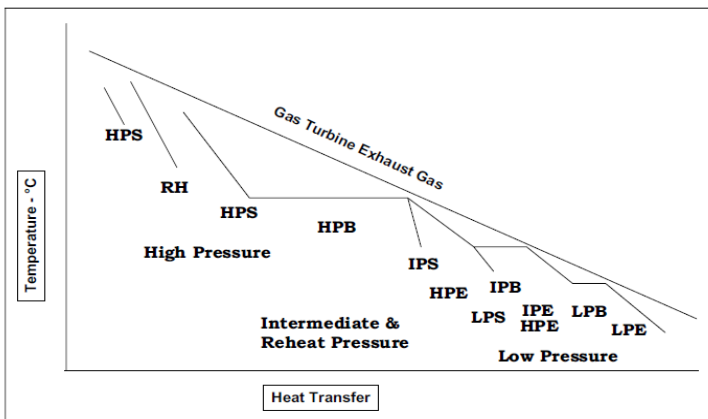
#### b. Multi Pressure

Pada HRSG multi pressure, fluida kerja akan dialirkan melalui aliran yang berbeda sesuai dengan tingkat tekanannya. Sehingga turbin uap yang dipakai akan menyesuaikan terhadap tingkat tekanan yang dimiliki HRSG. Pada multi pressure, bisa diaplikasikan menjadi 2 tingkat tekanan (*High, and Low Pressure*), atau 3 tingkat tekanan (*High, Intermediate, and Low pressure*). Dengan skema ini akan didapatkan biaya instalasi yang

tidak murah, namun skema ini dapat menghasilkan efisiensi termal siklus kombinasi yang cukup tinggi.



Gambar 2.6 Skema Diagram HRSG *multi-pressure*



Gambar 2.7 Profil distribusi temperatur pada Tekanan Ganda

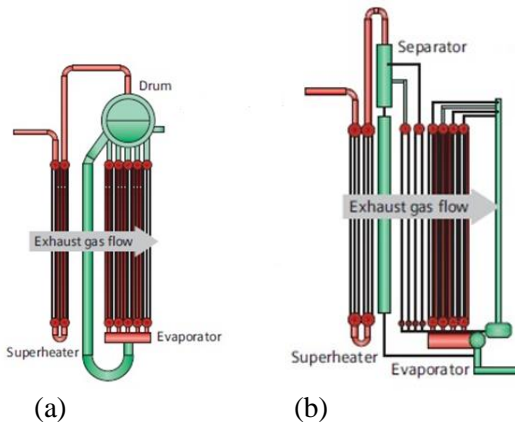
- Berdasarkan Prinsip Evaporator

- a. Tipe Drum

HRSG tipe drum adalah yang paling sering ditemui aplikasinya. Prinsip kerja drum seperti yang telah disebutkan sebelumnya, adalah sebagai pemisah antara fluida kerja yang masih dalam fase cair dengan yang sudah menjadi fase gas.

- b. Tipe Once-through

Untuk tipe once-through, aplikasinya memang masih jarang ditemui. Berbeda dengan tipe drum yang masih harus mensirkulasikan air yang belum berubah sepenuhnya menjadi uap air, pada tipe once-through air yang melewati evaporator ini akan langsung berubah sepenuhnya menjadi uap air. Sehingga tidak perlu mensirkulasikannya lagi.

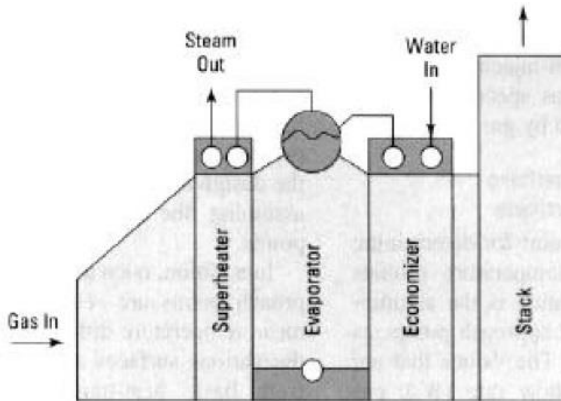


Gambar 2.8 Evaporator: (a) tipe drum ; (b) tipe *once-through*

- Berdasarkan Sumber Panas

- a. Unfired

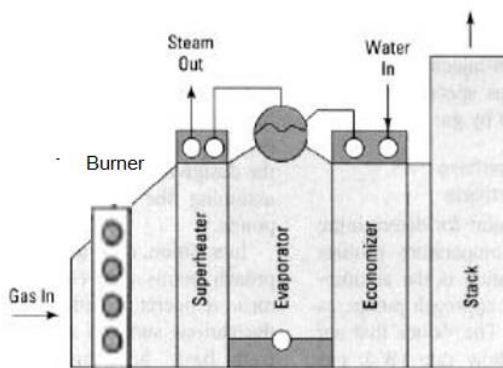
Pada tipe ini, HRSG hanya memanfaatkan panas sepenuhnya dari gas buang turbin gas. Sehingga tidak memerlukan bahan bakar tambahan untuk proses yang terjadi didalam HRSG.



Gambar 2.9 Unfired HRSG

## b. Supplementary Fired

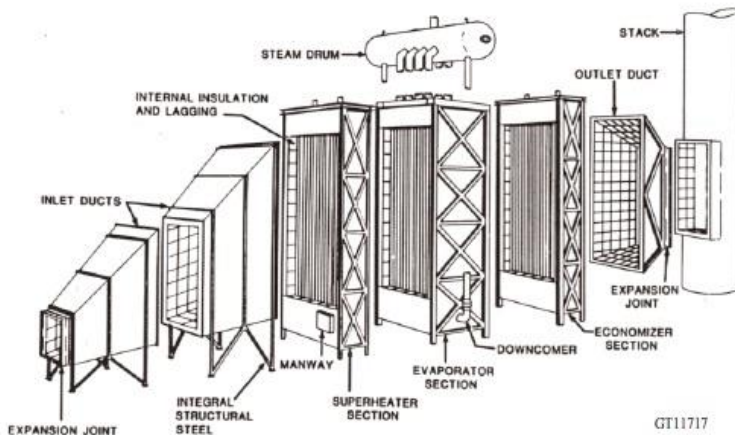
Pada tipe ini, HRSG menggunakan sumber panas tambahan berupa *burner* yang ditempatkan pada jalur masuk gas untuk meningkatkan temperatur gas. Panas tambahan biasanya diperlukan apabila temperatur gas buang tidak cukup tinggi untuk bisa menghasilkan uap air yang optimal pada HRSG atau ketika temperatur lingkungan menjadi terlalu rendah sehingga berdampak pada turunnya temperatur gas buang yang biasa terjadi negara empat musim.



Gambar 2.10 Supplementary Fired HRSG

- Berdasarkan Arah Gas
  - a. Horizontal

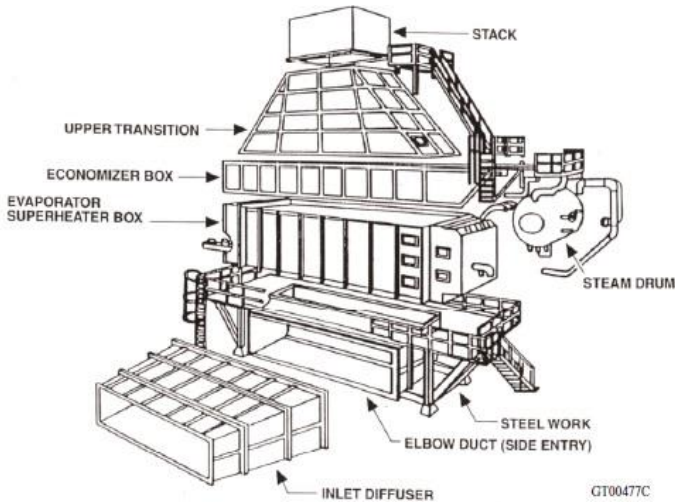
Pada HRSG tipe horizontal, maka gas mengalir secara horizontal. Sehingga membuat susunan tube menjadi vertikal, yang merupakan keuntungan pada evaporator karena proses sirkulasi dapat terjadi secara alami dengan memanfaatkan gravitasi.



Gambar 2.11 HRSG Tipe Horizontal

- b. Vertikal

Pada HRSG tipe vertikal, maka gas mengalir secara vertikal, menjadikan susunan tube menjadi horizontal, sehingga pada evaporator proses sirkulasi harus dibantu dengan pompa. Namun untuk penggunaan tempat, tipe vertikal pada umumnya lebih kecil dibanding tipe horizontal.



Gambar 2.12 HRSG Tipe Vertikal

### 2.2.3 Efisiensi Termal HRSG

Dalam suatu sistem, analisis berpusat pada daerah dimana materi dan energi mengalir melaluinya. Perhitungan efisiensi termal HRSG dapat dilakukan dengan membandingkan laju aliran energi yang digunakan untuk menguapkan air menjadi uap panas lanjut atau superheated ( $Q_h$ ) baik pada uap tekanan tinggi maupun uap tekanan rendah dan laju aliran energi yang terkandung dalam gas buang ( $Q_{eg}$ ) dari sistem PLTG yang berguna dalam HRSG, dirumuskan:

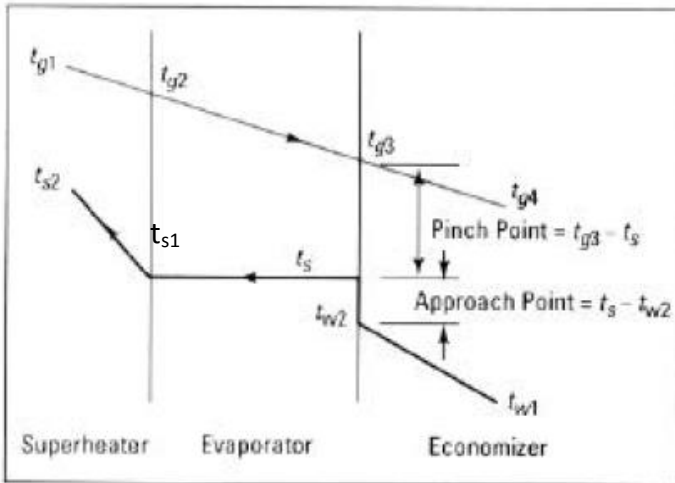
$$\eta = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_{eg}} \times 100\% \quad (2.13)$$

### 2.2.4 Pengaruh *Pinch Point* dan *Approach Point* pada HRSG

Dalam mendesain sebuah HRSG digunakan pendekatan metode *pinch point* dan *approach point*. *Pinch point* merupakan besarnya selisih antara temperatur *feed water* masuk ke evaporator dengan temperatur gas buang yang keluar dari evaporator ( $T_{g3} - T_s$ ), sedangkan *approach point* merupakan besarnya selisih antara temperatur air jenuh pada evaporator

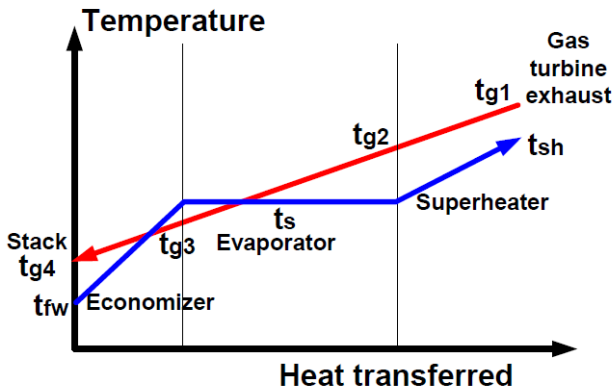


dengan temperatur air keluar economizer ( $T_s - T_{w2}$ ), seperti ditunjukkan pada gambar 2.13.



Gambar 2.13 Profil diagram temperatur gas buang dan uap pada *single pressure HRSG*

Tujuan dari penentuan *pinch point* pada awal perancangan HRSG adalah untuk menghindari terjadinya kondisi silang temperatur, dimana temperatur air masuk evaporator lebih tinggi dari temperatur gas keluar evaporator, sehingga memberi kesan bahwa terjadinya perpindahan panas dari air ke gas yang secara termodinamika adalah tidak mungkin terjadi, ilustrasi dari kondisi silang temperatur ditunjukkan pada gambar 2.14. Sedangkan tujuan dari penentuan *approach point* pada awal perancangan HRSG adalah untuk menjaga temperatur air keluar economizer berada dibawah temperatur jenuh, hal ini dimaksudkan untuk menghindari terjadinya evaporasi didalam economizer yang akan menyebabkan erosi pada buluh dan masalah lainnya, karena economizer tidak dirancang untuk menampung aliran dua fasa.



Gambar 2.14 Kondisi Silang Temperatur pada HRSG

Nilai *pinch point* yang disarankan berkisar dari 5°C – 15°C, sedangkan *approach point* berkisar dari 5°C – 12°C (Burlian dan Ghafara, 2013). Penentuan nilai *pinch point* dan *approach point* berpengaruh terhadap luas daerah perpindahan panas dari HRSG. Nilai *pinch point* dan *approach point* yang kecil membutuhkan luas daerah perpindahan panas HRSG yang besar. Selain itu, jika *pinch point* dan *approach point* terlalu besar maka pemanfaatan kalor yang terkandung pada gas buang juga kurang maksimal.

- Kesetimbangan energi pada economizer dapat dituliskan:

$$\dot{m}_s (h_{\text{appr}} - h_{w1}) = \dot{m}_g (h_{g3} - h_{g4}) \quad (2.14)$$

Di mana:

$\dot{m}_s$  = mass flowrate air (kg/s)

$h_{w1}$  = enthalpy air masuk economizer (kJ/kg)

$h_{\text{appr}}$  = enthalpy *approach temperature point* (kJ/kg)

$\dot{m}_g$  = mass flowrate gas buang gas turbine (kg/s)

$h_{g4}$  = enthalpy gas buang keluar economizer (kJ/kg)

$h_{g3}$  = enthalpy gas buang masuk economizer atau keluar evaporator (kJ/kg)

- Kesetimbangan energi pada evaporator dapat dituliskan:

$$\dot{m}_s (h_{s1} - h_{appr}) = \dot{m}_g (h_{g2} - h_{g3}) \quad (2.15)$$

Di mana:

$h_{s1}$  = enthalpy uap air keluar evaporator atau masuk superheater (kJ/kg)

$h_{g2}$  = enthalpy gas buang keluar superheater atau masuk evaporator (kJ/kg)

- Kesetimbangan energi pada superheater dapat dituliskan:

$$\dot{m}_s (h_{s2} - h_{s1}) = \dot{m}_g (h_{g1} - h_{g2}) \quad (2.16)$$

Di mana:

$h_{s2}$  = enthalpy uap air keluar superheater (kJ/kg)

$h_{g1}$  = enthalpy gas buang masuk superheater (kJ/kg)

## 2.3 Perangkat Lunak *Cycle-Tempo*

*Cycle-Tempo* adalah perangkat lunak yang digunakan untuk pemodelan dan optimasi sistem produksi listrik, panas dan pendinginan. Sistem yang dimodelkan terbentuk dari beberapa komponen yang dihubungkan oleh pipa dan membentuk jaringan aliran massa dan energi.

Tujuan utama dari *Cycle-Tempo* adalah untuk menghitung relevansi aliran massa dan energi pada sistem. Jumlah dan tipe komponen akan berbeda dari suatu sistem dan sistem lainnya. Perbedaan ini sesuai permintaan pengguna dalam menentukan konfigurasi sistem dan juga model tiap komponen. Dengan menggunakan *Cycle-Tempo*, pengguna dapat membuat pemodelan sistem sesuai keinginan.

Apparatus 4 Fuel cell

Apparatus statistics		Input data					
No.:	4	EEQCOD	1	-	DELE		kW
Name:	Fuel cell	PINAN	1.15	bar	DELEP	0.02	-
Type:	SOFC	POUTAN		bar	PFCELL	1	bar
		DELPAN	0.05	bar	TFCELL	950	°C
		TINAN	850	°C	PREACT		bar
		TOUTPS		°C	TREACT		°C
		PINCA	1.15	bar			
		POUTCA		bar			
		DELPCA	0.05	bar			
		TINCA	850	°C			
		POWER	1	MW			
		DCAC	0.96	-			

Additional input data

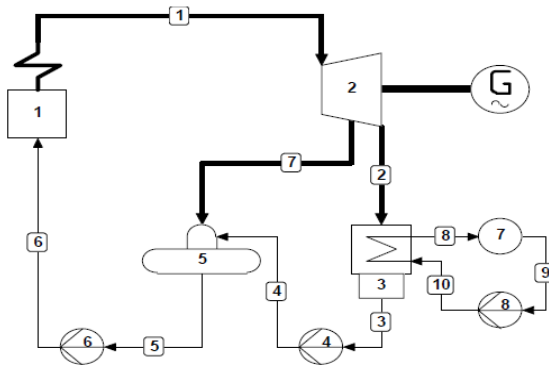
Geometry input data

More input data

OK Cancel Clear Help

Gambar 2.15 Input Data pada Cycle-Tempo

Data yang dapat dimasukkan meliputi data komponen, data koneksi, data medium dan data umum keseluruhan sistem. Data komponen dan koneksi umumnya terdiri dari data termodinamika, geometri, *off-design* dan data reaksi. Data termodinamika meliputi tekanan dan temperatur masuk dan keluar komponen. Data reaksi dimasukkan untuk kondisi yang memungkinkan terjadi reaksi. Data umum keseluruhan sistem meliputi *production functions*, *environment definition*, *auxiliary power consumption* dan *user defined input*.



Gambar 2.16 Contoh Pemodelan pada *Cycle-Tempo*

*Cycle-Tempo* digunakan untuk menghitung *properties* termodinamika, komposisi gas dan laju alir massa pada sistem energi pada produksi listrik, panas dan pendinginan. perhitungan dilakukan dengan menggunakan kesetimbangan massa, molar, energi dan hubungan sifat termodinamika. Sifat termodinamika yang dapat dihitung berlaku pada uap atau air, refrigerant, pottasium, amonia dan beberapa gas yang di modelkan sebagai gas ideal.

Perhitungan pada *Cycle-Tempo* meliputi 3 tahapan, tahap pengaturan perhitungan, pembuatan perhitungan dan hasil dari perhitungan. Terdapat 7 tahapan dalam pembuatan perhitungan :

1. Pembacaan awal

Pembacaan awal yang dilakukan *Cycle-Tempo* meliputi:

- a) Banyak komponen, pipa, dll.
- b) Data komponen.
- c) *Topology* dari sistem yang menjelaskan program bagaimana pipa dapat terhubung dengan tiap komponen.
- d) Medium data tiap pipa.
- e) Pembacaan awal data tambahan.

2. Pembuatan sistem matriks

Perhitungan dimulai dengan melakukan pembuatan sistem matriks untuk perhitungan aliran massa. Perhitungan ini dilakukan agar dapat menentukan jumlah aliran massa yang sebanding dengan jumlah pipa. Jumlah aliran massa dan jumlah pipa yang tidak sebanding akan mendapatkan pesan *error* dari program sehingga program berhenti. Contoh skema perhitungan dan skema sistem matriks seperti pada gambar 2.18.

3. Input data dan komponen

Data yang dimasukkan pada tiap komponen adalah temperatur dan tekanan masuk-keluar komponen.

4. Penyelesaian sistem matriks

*Cycle-Tempo* menggunakan hukum eliminasi *Gauss*. Gambar 2.18 menjelaskan bagaimana entalpi di substitusikan menggunakan analisis energi untuk mendapatkan aliran massa pada sistem.

		pipe numbers												
component	nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
boiler	1	-1					-1					$m_1$	=	0
turbine	2	1	-1					-1				$m_2$		0
condenser	3		1	-1					-1		1	$m_3$		0
condenser (cooling)	3								-1		1	$m_4$		0
deaerator	5				1	-1		1				$m_5$		0
feedpump	6					1	-1					$m_6$		0
coolwater pump	8									1	-1	$m_7$		0
deaerator	5				$h_4$	$-h_5$		$h_7$				$m_8$		0
condenser	3		$h_2$	$-h_3$					$-h_8$		$h_{10}$	$m_9$		0
turbine	2	$h_1$	$-h_2$					$-h_7$				$m_{10}$	$P_{tur}$	

Gambar 2.17 Sistem Matriks pada *Cycle-Tempo*

5. Menentukan karakteristik aliran massa

Langkah untuk menentukan karakteristik dari iterasi utama adalah dengan menentukan jumlah pipa dengan aliran massa dan jika kondisi tersebut sudah terpenuhi, maka aliran

massa yang terakhir dihitung adalah hasil dari sistem tersebut. Kondisi ini akan kembali ke langkah 2 bila kondisi tersebut tidak konvergen.

6. Perhitungan tingkat keadaan tingkat komponen

*Pressure*, *temperature*, dan *enthalpy* yang belum diketahui pada langkah 3 input data dan apparatus memerlukan pengecekan dari setiap *apparatus* pada langkah 5. Program yang telah berhasil di *running* dapat dilihat pada pesan “*Data for all Pipes*” untuk mengetahui :

1. Aliran Massa
2. Tekanan masuk dan keluar
3. Temperatur masuk dan keluar
4. Entalpi masuk dan keluar

7. Pembuatan *output*

*Output* dari *Cycle-Tempo* dapat ditentukan melalui *running* skema yang sudah konvergen dengan membuka “*system efficiencies*” pada *Cycle-Tempo*. Hasil yang didapatkan dari langkah tersebut adalah daya netto dan gross serta efisiensi netto dan gross.

## 2.4 Penelitian Terdahulu

### 2.4.1 *Combined Cycle Heat Recovery Optimization*

A. Ragland, dan W. Stenzel [2000] pada penelitiannya yang berjudul “*Combined Cycle Heat Recovery Optimization*” melakukan penelitian tentang bagaimana pengaruh perubahan parameter *pinch point* dan *approach point* , juga divariasikan dengan tekanan high pressure pada HRSG tiga tingkat tekanan terhadap performa pembangkit tempat HRSG itu berada, dan juga analisa terhadap biaya yang harus dikeluarkan dari tiap kasus yang berbeda tersebut.

Tabel 2.1 Variasi *pinch point*, *approach point*, dan *HP pressure* terhadap performa Pembangkit.

Design Cases	1	2	3	4
HP Steam Pressure – psia	1400	1400	1800	1800
HP Pinch Point - F	16	10	16	10
IP Pinch Point - F	16	12	16	12
LP Pinch Point - F	16	14	16	14
HP Evap Approach - F	24	10	24	10
IP Evap Approach - F	24	12	24	12
LP Evap Approach - F	24	14	24	14
Net Plant Output - kW	499,966	501,800	501,360	503,230
Stack Exhaust temp - F	212	203	213	204
Net Plant Heat Rate (HHV) at 100% Load – Btu/kWh	6,980	6,955	6,961	6,935

Tabel 2.2 Perbandingan biaya dari 4 kasus yang berbeda

Design Cases	1	2	3	4
Combustion Turbines & Accessories	83,497	83,497	83,497	83,497
HRSG's, SCR & Accessories	29,704	34,588	29,938	35,107
Balance of Plant	85,372	85,752	85,672	86,002
Total Process Capital	198,573	203,837	199,107	204,606
Total Investment, includes land, taxes, engrg., escalation, startup, etc.	242,778	249,121	243,421	250,047

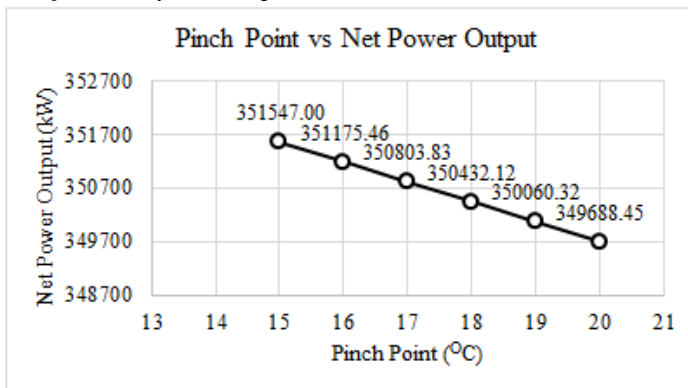
Hasil yang didapat dari penelitian tersebut adalah HRSG tekanan tiga tingkat yang memiliki nilai *HP pressure* lebih tinggi, dan parameter *pinch point* dan *approach point* yang lebih rendah (kasus 4) memiliki *Net plant output* terbesar yaitu sebesar 503.230 kW dan *Net plant heat rate* terkecil yaitu sebesar 6.935 Btu/kWh. Namun total biaya investasi yang harus dikeluarkan pada kasus 4 menjadi yang terbesar sebagai konsekuensi atas variasi parameter tersebut.

#### 2.4.2 Analisis *Full Repowering* PLTU UNIT 1 PT PJB UP Gresik dengan Variasi *Pinch Point* pada *Heat Recovery Steam Generator* Menggunakan *Software Cycle-Tempo*

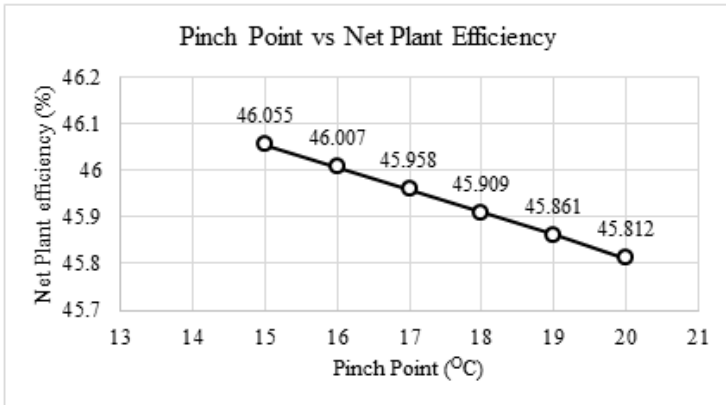
Achsan Arfandi [2016] pada penelitiannya yang berjudul “Analisis *Full Repowering* PLTU UNIT 1 PT PJB UP Gresik dengan Variasi *Pinch Point* pada *Heat Recovery Steam Generator*



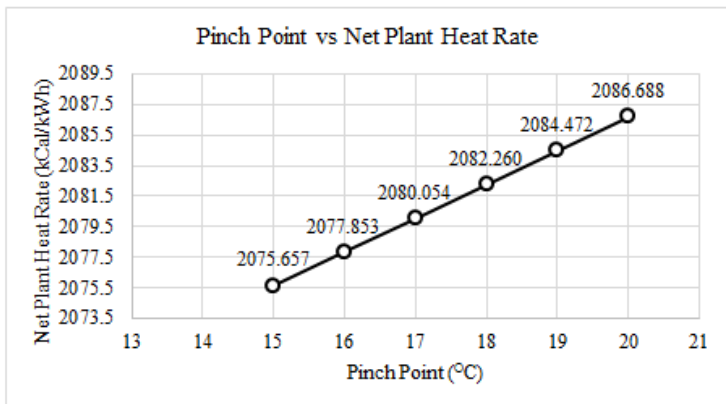
Menggunakan *Software Cycle-Tempo*” melakukan penelitian yang bertujuan meningkatkan performa PLTU unit 1 PT. PJB UP Gresik melalui modifikasi pembangkit dengan menerapkan *full repowering*. *Full repowering* merupakan suatu upaya untuk meningkatkan kembali performa pembangkit listrik tenaga uap dengan cara mengubah siklus uap (Rankine) menjadi siklus gas uap (*combined*). Pada penelitian ini, metode *full repowering* diterapkan dengan cara mengganti *boiler*, *low pressure* dan *high pressure feed water heater* dengan *heat recovery steam generator* (HRSG) serta menambahkan turbin gas pada sistem pembangkit. Selain itu, metode *full repowering* diterapkan dengan formasi 2 turbin gas – 2 *heat recovery steam generator* – 1 turbin uap (2 GT – 2 HRSG – 1 ST). Pada penelitian ini, dilakukan variasi *Pinch point* pada *heat recovery steam generator* (HRSG) dengan rentang 15 °C - 20 °C serta menghitung luasan (*heating surface*) setiap komponen *Heat recovery steam generator* (HRSG). Analisis dilakukan dengan cara memodelkan sistem pembangkit pada *software Cycle Tempo*.



Gambar 2.18 Grafik pengaruh perubahan *Pinch Point* HRSG terhadap *Net Power Output*



Gambar 2.19 Grafik pengaruh perubahan *Pinch Point* HRSG terhadap *Net Plant Efficiency*



Gambar 2.20 Grafik pengaruh perubahan *Pinch Point* HRSG terhadap *Net Plant Heat Rate*

Hasil simulasi menggunakan *software cycle tempo* menunjukkan bahwa setelah diterapkan *full repowering* dengan *pinch point* pada *heat recovery steam generator (HRSG)* sebesar 15 °C pada PLTU unit 1 PT PJB UP Gresik memberikan dampak paling baik terhadap kinerja pembangkit antara lain diperoleh

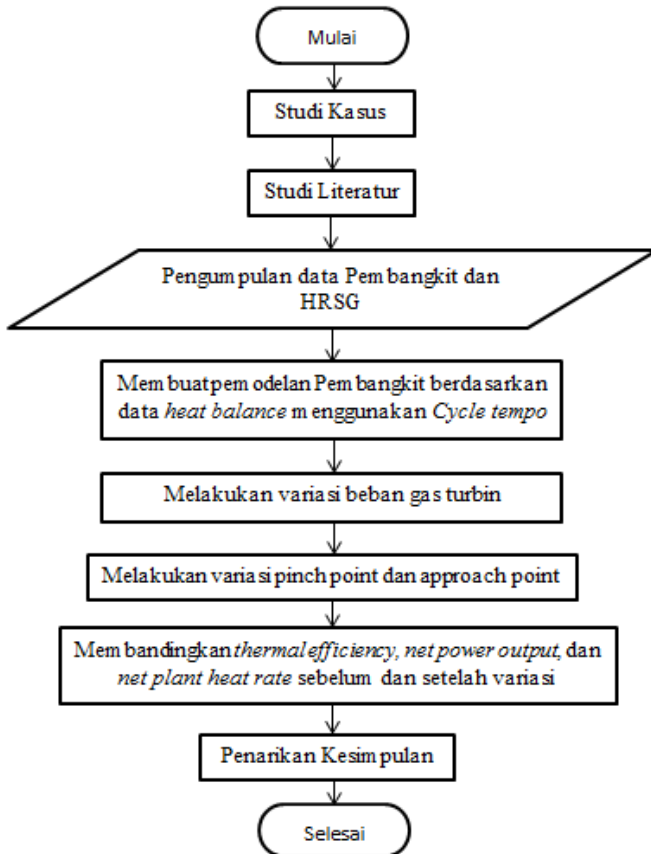
tambahan *net power output* sebesar 269.798,62 kW pada sisi pembangkit listrik tenaga gas (PLTG) dan *net power output* sebesar 84.257,62 kW pada sisi pembangkit listrik tenaga uap (PLTU HRSG) sehingga total *net power output* sistem pembangkit sebesar 351.547 kW, kenaikan *net thermal efficiency* sebesar 17,825 % yang awalnya 28,23 % menjadi 46,055 %, perbaikan *net plant heat rate* sebesar 970,653 kCal/kWh yang awalnya 3046,31 kCal/kWh menjadi 2075,657 kCal/kWh.

[halaman ini sengaja dikosongkan]

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Tahap-Tahap Penelitian Tugas Akhir

Metodologi yang digunakan dalam penyusunan Tugas Akhir “Analisa Pengaruh HRSG *Dual Pressure* dengan Variasi *Pinch Point* dan *Approach Point* Terhadap Siklus Kombinasi 1x1x1 Menggunakan *Software Cycle-Tempo*” adalah sebagai berikut:

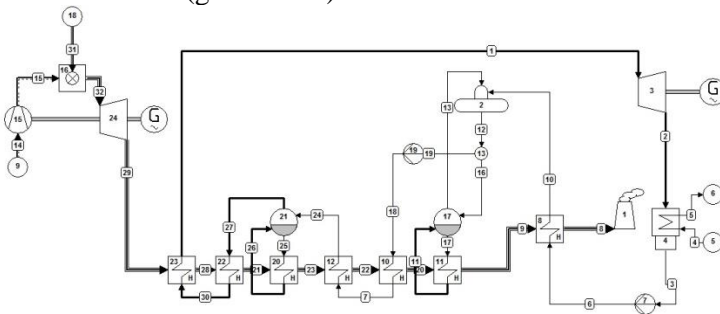


Gambar 3.1 *Flowchart* Penelitian

### 3.2 Tahap Pemodelan

Sebelum melakukan analisis pengaruh variasi beban turbin, serta *pinch point* dan *approach point* pada performa pembangkit, dilakukan pemodelan dan simulasi pembangkit pada *cycle-tempo*. Langkah-langkah dalam pemodelan dan simulasi adalah sebagai berikut:

1. Membuat model Pembangkit sesuai dengan data *heat balance*. (gambar 3.2)



Gambar 3.2 Hasil pemodelan Pembangkit pada *Cycle Tempo*

2. Memasukkan data-data yang dibutuhkan tiap komponen pada *software cycle-tempo*.

Apparatus statistics		Input data	
No.:	9	EEQCOD	1
Name:	Condenser	PIN1	
		POUT1	
		DELP1	0
		TIN1	
		TOUT1	39.15
		DELT1	
		DELE	
		RPSM	
		PIN2	0.11
		POUT2	
		DELP2	0
		TIN2	
		TOUT2	
		DELT2	
		DELTL	
		DELTH	
		SATCOD	0
		DTSUBC	

Gambar 3.3 Contoh *input* data kedalam *software*

3. Jalankan (*running*) pemodelan untuk mengetahui masih terdapat *error* atau tidak, jika masih *error* perbaiki kembali sesuai dengan *list error* yang ditampilkan.
4. Jika *success*, data-data seperti *net power output*, *thermal efficiency* serta data-data performa lain yang diperlukan dalam penelitian ini dapat ditampilkan pada software.

### 3.3 Variasi dan Hasil yang Diharapkan

Untuk mendapatkan hasil yang optimal dalam penelitian, maka diperlukan variasi yang melibatkan paramater yang dijadikan acuan penelitian. Pada penelitian ini akan ditinjau bagaimana pengaruh perbedaan beban turbin gas terhadap performa pembangkit, juga pengaruh perubahan *pinch point* dan *approach point* di HRSG terhadap performa pembangkit secara keseluruhan.

Pada variasi beban turbin gas, data acuan yang akan digunakan adalah data *heat balance* pembangkit. Lalu akan di variasikan sesuai kondisi seperti pada tabel 3.1, sehingga *input* untuk variasi ini berupa *mass flow* gas buang turbin yang berbeda-beda pada tiap kondisi. Lalu akan dilakukan simulasi untuk mendapatkan *net power output*, *net plant efficiency*, dan *net plant heat rate* yang dihasilkan dari sistem. Juga membandingkan perubahan *mass flow* gas buang terhadap *mass flow* uap air yang terbentuk.

Tabel 3.1 Variasi Pembebanan Turbin Gas

	1 (100%)	2 (90%)	3 (80%)	4 (70%)	5 (50%)
<i>net power output</i>					
<i>net plant efficiency</i>					
<i>net plant heat rate</i>					

Pada variasi perubahan *pinch point* dan *approach point* di HRSG, data acuan yang akan digunakan adalah data *heat balance*

pembangkit yang disesuaikan dengan kondisi 100% beban turbin gas. Nilai *pinch point* dan *approach point* pada kondisi tersebut sudah ditentukan sesuai tabel 3.1, lalu akan divariasikan dengan mengurangi 3° C pada parameter yang berbeda dalam 4 kondisi. Kondisi 1 nilai *pinch point* dan *approach point* pada HP dikurangi 3° C, kondisi 2 nilai *pinch point* dan *approach point* pada LP dikurangi 3° C, kondisi 3 nilai *pinch point* pada HP dan LP dikurangi 3° C, kondisi 4 nilai *approach point* pada HP dan LP dikurangi 3° C. *Input* dari variasi ini berupa perubahan nilai *pinch point* dan *approach point*, dan kondisi beberapa titik yang terpengaruh perubahan tersebut, sementara *ouput* yang diharapkan sama seperti variasi sebelumnya.

Tabel 3.2 Variasi perubahan *pinch point* dan *approach point* pada HRSG

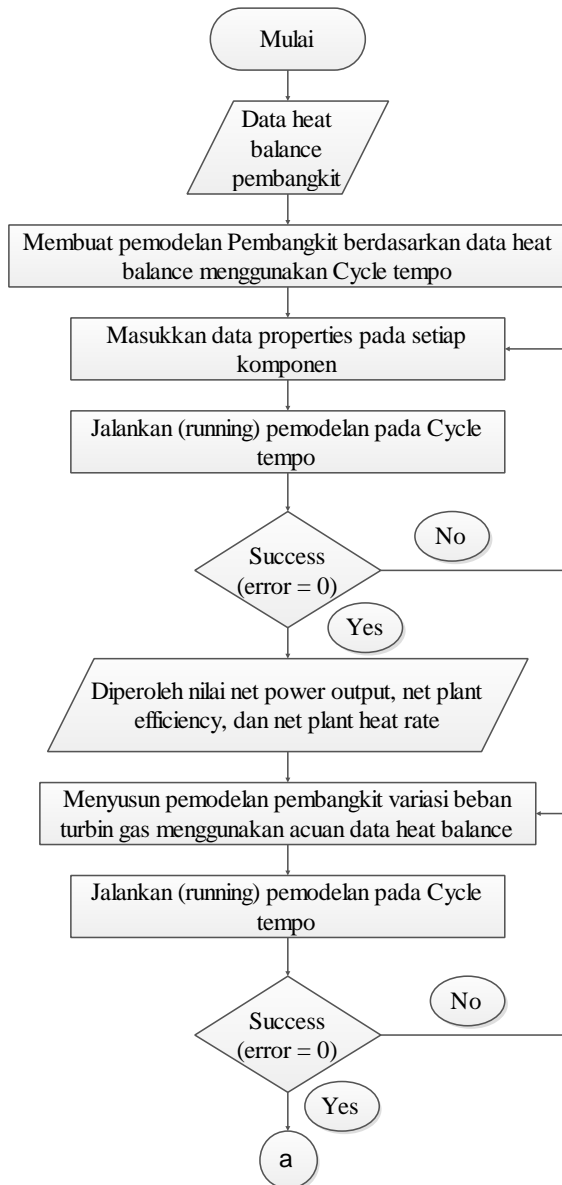
	pp HP	pp LP	ap HP	ap LP
<i>net power output</i>				
<i>net plant efficiency</i>				
<i>net plant heat rate</i>				

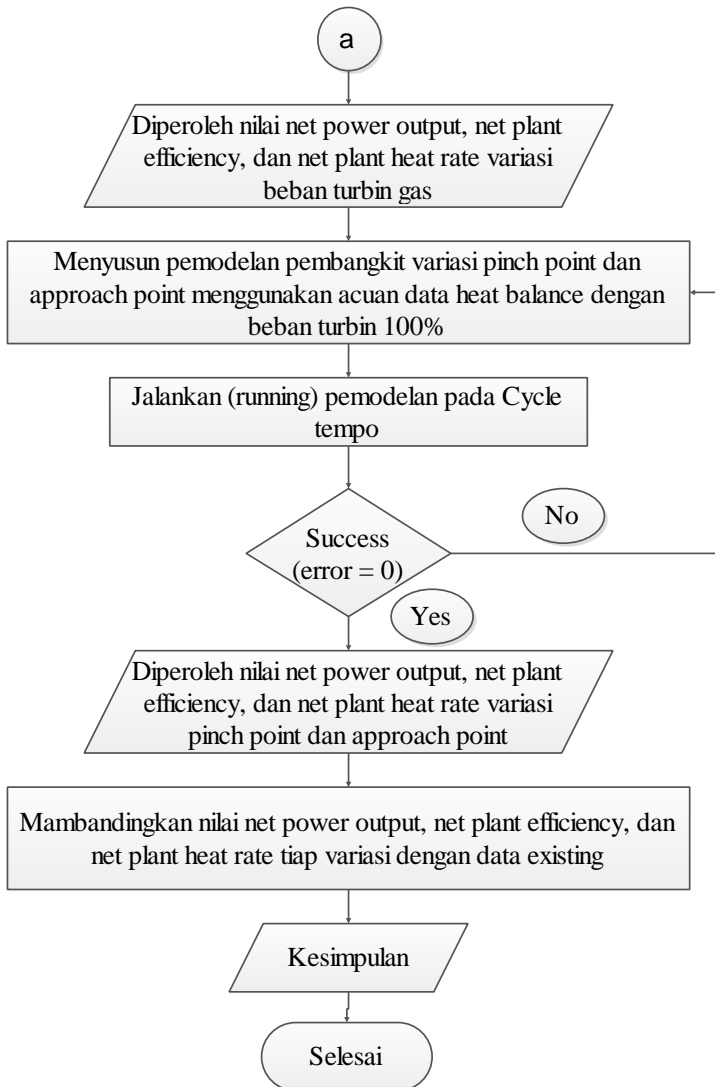
Keterangan: pp = *pinch point* ; ap = *approach point* ; HP = *high pressure* ; LP = *low pressure*

### 3.4 Flowchart Pemodelan dan Simulasi Pengubahan Variasi Pembangkit dengan *Software Cycle Tempo*

Tahapan *Flowchart* Pemodelan dan Simulasi Pengubahan Variasi dengan *Software Cycle Tempo* digambarkan dengan flowchart sebagai berikut







Gambar 3.4 Flowchart Pemodelan dan Simulasi Perubahan Variasi Pembangkit dengan *Software Cycle Tempo*

## BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Data Pendukung Dalam Pemodelan

Dalam pemodelan dan simulasi Siklus Kombinasi menggunakan *Software Cycle Tempo* diperlukan data-data pendukung antara lain data *heat balance* dari pembangkit dan juga *predicted performance* untuk membandingkan pada kondisi yang berbeda. Data-data tersebut terlampir pada table dibawah ini.

Tabel 4.1 Data Heat Balance

Data Heat Balance		
PARAMETER	SATUAN	NILAI
<b>GAS TURBINE (GT PRO 24.0 Rolls-Royce)</b>		
Power	MW	62,483
Air		
Pressure In	Bar	1,01
Temperature In	°C	32
Relative Humidity	%	80
Mass Flow Air	Kg/s	159,7
Fuel		
Temperature In	°C	107
Mass Flow Fuel	Kg/s	3,98
Q (LHV)	kW	153483
Exhaust Gas		
Pressure Out	Bar	1,03
Temperature Out	°C	439
Mass Flow	Kg/s	168,61

Gas		
Exhaust gas constituent % by volume		
N <sub>2</sub>	%	69,35
O <sub>2</sub>	%	12,29
CO <sub>2</sub>	%	3,519
H <sub>2</sub> O	%	14,01
Ar	%	0,833
Stack (HRSG Out)		
Temperature Out	°C	142
Mass Flow Gas	Kg/s	168,61
<b>HRSG</b>		
LP Economizer		
Pressure	bar	1,2
Temperature	°C	95
Mass Flow Water	Kg/s	23,72
LP Evaporator		
Pressure	bar	1,2
Temperature	°C	105
HP Economizer 1		
Pressure	bar	10,84
Temperature	°C	144
Mass Flow Water	Kg/s	18,775
HP Economizer 2		
Pressure	bar	10,69
Temperature	°C	178
Mass Flow Water	Kg/s	18,775
HP Evaporator		
Pressure	bar	10,69
Temperature	°C	183

Mass Flow Steam	Kg/s	18,59
HP Superheater 1		
Pressure	bar	10,57
Temperature	°C	250
Mass Flow Steam	Kg/s	18,59
HP Superheater 2		
Pressure	bar	10,32
Temperature	°C	401
Mass Flow Steam	Kg/s	18,59
<b>STEAM TURBIN</b>		
Power	MW	10,532
Pressure Out	bar	0.5
Temperature Out	°C	94
<b>CONDENSER</b>		
Temperature Out	°C	81
<b>PUMP (To LP Economizer)</b>		
Temperature Out	°C	70
Mass Flow Water	Kg/s	23,72
<b>PUMP (To HP Economizer)</b>		
Temperature Out	°C	105
Pressure	bar	11,01
<b>DEAERATOR</b>		
Temperature	°C	105
Pressure	bar	1,2
Mass Flow Water To LP	Kg/s	0,45

Evaporator		
Mass Flow Water From LP Evaporator	Kg/s	0,445
Mass Flow Water To hP Economizer	Kg/s	18,775
Net Power	kW	11,01
LHV Net Heat Rate	kJ/kWh	7.782
LHV Net Efficiency	%	46,26

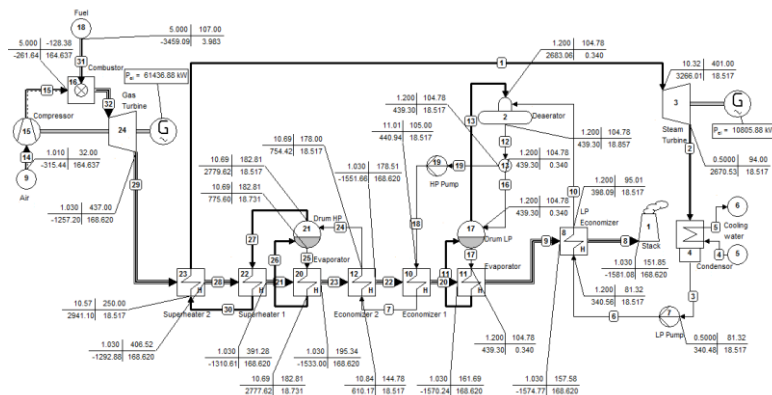
Tabel 4.2 Data HRSG *Predicted Performance*

		1	2	3	4	5
Gas Turbine Load	%	100	90	80	70	50
Ambient Temperature	°C	32	32	32	32	32
Relative Humidity	%	80	80	80	80	80
Atmospheric Pressure	Bar	1,007	1,007	1,007	1,007	1,007
Gas Turbine Exhaust Flow	Kg/s	168,62	156,42	145,90	134,51	115,01
Gas Turbine Exhaust Temperature	°C	438,4	447	441,3	445	428
Exhaust gas constituent % by volume	O <sub>2</sub>	12,31	12,57	12,85	13,10	13,87
	N <sub>2</sub>	69,38	70,02	70,31	70,71	71,41
	CO <sub>2</sub>	3,52	3,46	3,35	3,28	2,95
	H <sub>2</sub> O	13,97	13,11	12,64	12,07	10,91

	Ar	0,83	0,84	0,84	0,84	0,85
	SO <sub>2</sub>	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

## 4.2 Proses Simulasi Siklus Kombinasi

Pemodelan Pembangkit menggunakan *software cycle tempo* dilakukan dengan memasukkan *apparatus* yang sesuai dengan peralatan yang ada pada data *heat balance*. *Apparatus* yang digunakan antara lain *HRSG (heat exchanger)*, turbin uap, pipa, *shaft*, *generator*, kondensor, pompa, *source*, dan *deaerator*. *Apparatus* yang telah dimasukkan ke dalam *cycle tempo*, dilakukan input data properties termal (temperature dan *pressure*) berdasarkan data *heat balance*. Selanjutnya *Apparatus-apparatus* disambungkan dengan pipa sehingga terhubung satu sama lain.



Gambar 4.1 Pemodelan Pembangkit

Tabel 4.3 Data Input Pada Cycle Tempo

Data Input Pada Cycle Tempo			
PARAMETER	CYCLE TEMPO	SATUAN	NILAI
Air (Sink / Source)	Apparatus 9		
Pressure Out	POUT	bar	1,01
Temperature	TOUT	°C	32

Out			
Mass Flow Air	DELM	Kg/s	164,637
Fuel (Sink / Source)	Apparatus 18		
Lower Heating Value	LHV	kJ/kg	38534,5
Temperature Out	TOUT	°C	107
Mass Flow Fuel	DELM	Kg/s	3,983
Exhaust gas constituent % by volume			
N <sub>2</sub>		%	69,35
O <sub>2</sub>		%	12,29
CO <sub>2</sub>		%	3,519
H <sub>2</sub> O		%	14,01
Ar		%	0,833
Compressor	Apparatus 15		
Pressure Out	POUT	bar	5
Isentropic Efficiency	ETHAI	-	0,99
Combustor	Apparatus 16		
Pressure Loss	DELP	bar	0
Gas Turbine	Apparatus 24		
Temperature Out	TOUT	°C	437
Steam Turbine	Apparatus 3		
Temperature Out	TOUT	°C	94
Condenser	Apparatus 4		
Pressure In Steam	PIN2	bar	0,5
Pressure Loss	DELP2	bar	0
Saturation Code	SATCOD	-	0



<b>Pump</b>	<b>Apparatus 7</b>		
Pressure Out	POUT	bar	1,2
Isentropic Efficiency	ETHAI	-	0,85
<b>LP Economizer</b>	<b>Apparatus 8</b>		
Pressure Out Water	POUT1	bar	1,2
Temperature Out Water	TOUT1	°C	95
Pressure Out Gas	POUT2	bar	1,03
<b>Deaerator</b>	<b>Apparatus 2</b>		
Pressure Loss	DELP	bar	0
<b>LP Evaporator</b>	<b>Apparatus 11</b>		
Pressure In Water	PIN1	bar	1,2
Pressure Loss Water	DELP1	bar	0
Pressure Out Gas	POUT2	bar	1,03
Pressure Loss Gas	DELP2	bar	0
Pinch Point	DELTL	°C	52,8
<b>LP Drum</b>	<b>Apparatus 17</b>		
	CRATIO	-	1,001
<b>Pump</b>	<b>Apparatus 19</b>		
Pressure Out	POUT	bar	11,01
Temperature Out	TOUT	°C	105
<b>HP Economizer 1</b>	<b>Apparatus 10</b>		
Pressure Out Water	POUT1	bar	10,84

Pressure Loss Gas	DELP2	bar	0
Temperature Out Gas	TOUT2	°C	161,688
HP Economizer 2	Apparatus 12		
Pressure Out Water	POUT1	bar	10,69
Temperature Out Water	TOUT1	°C	178
Pressure Loss Gas	DELP2	bar	0
Temperature In Gas	TIN2	°C	195,34
Temperature Out Gas	TOUT2	°C	178,51
HP Drum	Apparatus 21		
	CRATIO	-	1
HP Evaporator	Apparatus 20		
	EEQCOD	-	1
Pressure Loss Water	DELP1	bar	0
Pressure Loss Gas	DELP2	bar	0
HP Superheater 1	Apparatus 22		
Pressure Out Steam	POUT1	bar	10,57
Temperature Out Steam	TOUT1	°C	250
Pressure Loss Gas	DELP2	bar	0
HP Superheater 2	Apparatus 23		
Pressure Out	POUT1	bar	10,32



Tabel 4.4 Perbandingan Daya output *heat balance* dan Hasil Simulasi Cycle Tempo

DATA	Daya Netto [kW]	Efisiensi Netto [%]
Heat Balance	71.002	46,26
Simulasi Cycle Tempo	72.205	47,044

Dari tabel 4.4 diatas dapat diketahui *error* (ketidaksesuaian) dari hasil simulasi Cycle Tempo dibandingkan dengan data *heat balance*.

- *Error* pada daya output Pembangkit

$$error = \frac{\text{daya hasil simulasi} - \text{daya heat balance}}{\text{daya heat balance}} \times 100\%$$

$$error = \frac{72.205 - 71.002}{71.002} \times 100\%$$

$$error = 0,0169 \times 100\%$$

$$error = 1,69 \%$$

- *Error* pada efisiensi netto Pembangkit

$$error = \frac{\text{Efisiensi hasil simulasi} - \text{Efisiensi heat balance}}{\text{efisiensi heat balance}} \times 100\%$$

$$error = \frac{47,044 - 46,26}{46,26} \times 100\%$$

$$error = 0,0161 \times 100\%$$

$$error = 1,61 \%$$

Dengan asumsi bahwa simulasi telah valid jika *error* berada dibawah 5%, maka simulasi Pembangkit menggunakan *software cycle* tempo sesuai dengan data *heat balance* (valid). Sehingga dapat dilakukan tahapan variasi beban turbin, *pinch point* dan *approach point* pada *heat recovery steam generator* (HRSG).

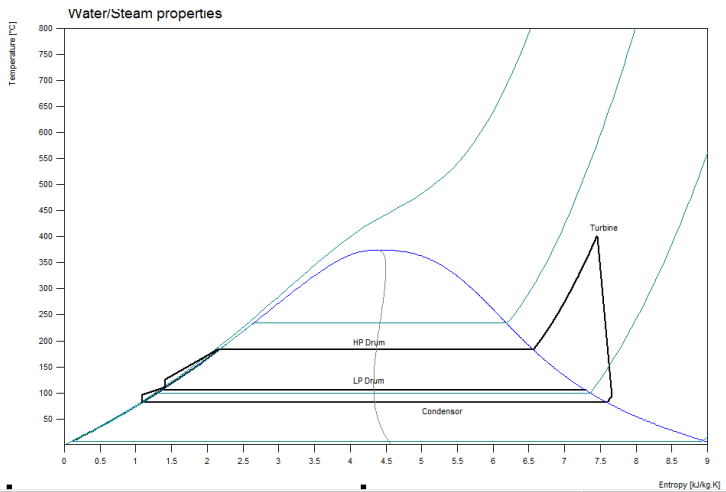
#### 4.4 Pengaruh Perubahan Beban Turbin Gas Terhadap Performa Pembangkit

Untuk mengetahui pengaruh perubahan beban turbin gas terhadap performa pembangkit dengan siklus kombinasi, maka akan dilakukan simulasi dengan acuan data *heat balance*. Perubahan beban turbin gas akan menghasilkan *mass flow* dari *exhaust gas* yang berbeda-beda, seperti ditunjukkan pada tabel 4.2. Dengan variasi beban turbin gas dari 100%, 90%, 80%, 70%, dan 50% akan dimasukkan input berupa data pada tabel 4.2 kedalam simulasi *cycle tempo* untuk mengetahui hasil dari performa pembangkit, seperti daya yang dihasilkan dan lain-lain.

Untuk mendapatkan nilai daya yang dihasilkan dari simulasi pembangkit dengan beberapa data masukkan yang sudah disesuaikan dengan variasi beban turbin dapat diketahui pada hasil simulasi. Begitu pula untuk mengetahui nilai efisiensi netto dari pembangkit bisa didapatkan dari hasil simulasi pada *cycle tempo*. *Net power* dan *net efficiency*, diperoleh dari data hasil simulasi seperti yang ditunjukkan gambar 4.3 dibawah ini.

delivered	No.	Apparatus	Type	Energy	Totals
				[kW]	[kW]
Absorbed	18	Sink/Source	10	153482.91	
power					153482.91
Delivered	2	Generator	G	61436.88	
gross power	1	Generator	G	10805.88	
					72242.77
Aux. power	7	Pump	8	2.31	
consumption	19	Pump	8	35.27	
					37.58
Delivered					
net power					72205.19
Efficiencies	gross			47.069 %	
	net			47.044 %	

Gambar 4.3 Tampilan hasil simulasi *Cycle Tempo*



Gambar 4.4 T-S Diagram Siklus Kombinasi

Sementara untuk mendapatkan nilai *net plant heat rate* dapat diperoleh dengan perhitungan berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{Net plant heat rate} &= \frac{(\dot{m}_{fuel} \cdot LHV)}{\text{net power}} \\
 &= \frac{\left( 14338,8 \frac{kg}{h} \times 38534,52 \frac{kJ}{kg} \right)}{72009 \text{ kW}} \\
 \text{Net plant heat rate} &= 7673,19 \text{ kJ/kWh}
 \end{aligned}$$

Dimana:

$\dot{m}_{fuel}$  = mass flow bahan bakar. input dalam cycle tempo adalah 3,983 kg/s kemudian dikonversi untuk waktu 1 jam (3600 s) sehingga menjadi 14.338 kg/h

$LHV$  = Nilai kalor bawah bahan bakar (kJ/kg)

$\text{net power}$  = Daya total yang dihasilkan dari turbin gas dan turbin uap (kW)

Tabel 4.5 Input Pada Cycle Tempo

Gas Turbine Load	Mass flow udara (kg/s)	Mass flow fuel (kg/s)	Exhaust Flow (kg/s)
100 %	164,637	3,983	168,62
90 %	152,725	3,695	156,42
80 %	142,454	3,446	145,9
70%	131,333	3,177	134,51
50 %	112,293	2,717	115,01

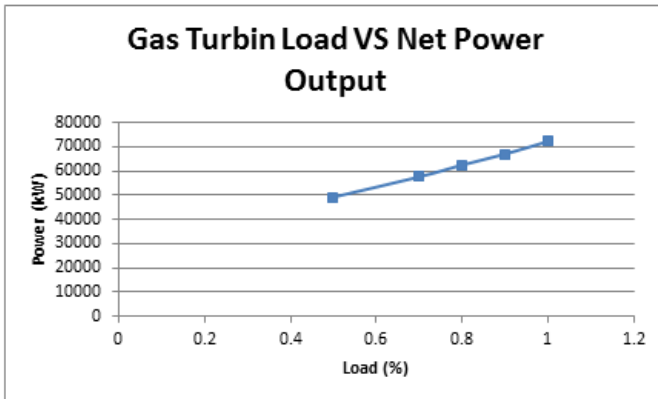
Keterangan:

- *Mass flow* udara (kg/s) = DELM Apparatus 9
- *Mass flow* fuel (kg/s) = DELM Apparatus 18

Tabel 4.6 Hasil simulasi dengan perubahan beban turbin gas

Gas Turbine Load	Exhaust Flow (kg/s)	Total Power (kW)	Net Plant eff	Net plant heat rate (kJ/kWh)
100 %	168,62	72.205	47,044 %	7.652,3
90 %	156,42	66.981	47.042 %	7.652,4
80 %	145,9	62.476	47.049 %	7.652,3
70%	134,51	57.599	47.044 %	7.652,4
50 %	115,01	49.248	47.038 %	7.652,5

Berdasarkan tabel 4.6, hasil simulasi menunjukkan variasi perubahan beban turbin gas hanya mempengaruhi pada nilai *power output* turbin, namun tidak pada *efficiency* dan *heat rate*. Hal itu disebabkan karena pada simulasi ini kondisi komponen pembangkit masih dalam keadaan 100% beban turbin, sehingga kondisi kalor yang terserap pada HRSG tidak berbeda pada tiap kondisi. Seharusnya apabila akan meninjau pembebanan turbin pada kondisi yang berbeda maka harus memiliki data *heat balance* keadaan komponen pembangkit di tiap kondisi yang berbeda tersebut. Sehingga data performa akan lebih tepat, khususnya *efficiency* dan *heat rate*.



Gambar 4.5. Grafik pengaruh perubahan Beban turbin gas terhadap *net power output*

Berdasarkan Gambar 4.5 dapat dilihat hubungan antara perubahan *Turbine Gas Load* terhadap *net power output*. Dari grafik, diperoleh *net power output* terendah berada pada *Turbine Gas Load* sebesar 50% yaitu sebesar 49.248 kW, Sedangkan nilai *net power output* tertinggi berada pada *Turbine Gas Load* sebesar 100% yaitu sebesar 72.205 kW.

Pada grafik terlihat penurunan *net power output* seiring dengan menurunnya nilai *Turbine Gas Load*. Hal tersebut terjadi karena pada saat nilai *Turbine Gas Load* menurun, maka mass flow yang dihasilkan dari gas turbine akan menurun juga sesuai dengan data table 4.2. Dengan berkurangnya mass flow exhaust gas maka pemanfaatan kalor yang terjadi pada HRSG kurang maksimal sehingga menyebabkan kurangnya produksi uap untuk memutar turbin uap.

Disimpulkan bahwa grafik hasil simulasi sesuai dengan teori yaitu semakin kecil nilai *Turbine Gas Load*, maka *net power output* yang dihasilkan pembangkit listrik akan mengalami penurunan.



#### 4.5 Pengaruh Perubahan *Pinch Point* Pada Modul High Pressure HRSG Terhadap Performa Pembangkit

Tabel 4.7 Hasil simulasi Variasi *Pinch Point* Pada Modul *High Pressure HRSG*

Pinch Point	Cycle Tempo	Approach Point	Steam Turbine Power	Net Plant Efficiency	Net Plant Heat Rate
12,53	TIN2 : 195,34° C	4,81	10805	47,044	7652,436
11,53	TIN2 : 194,34° C	4,81	10849	47,073	7647,736
10,53	TIN2 : 193,34° C	4,81	10893	47,101	7643,136

Keterangan: *Pinch Point* = Temperatur gas keluar evaporator (TIN2 Apparatus 12) dikurangi temperatur air masuk HP evaporator (182,81° C)

Berdasarkan Tabel 4.7 dapat dilihat hubungan antara perubahan *pinch point heat recovery steam generator* (HRSG) pada modul *high pressure* terhadap *steam turbine power*, *net plant efficiency*, dan *net plant heat rate*.

Pada tabel terlihat peningkatan *steam turbine power* seiring dengan menurunnya nilai *pinch point heat recovery steam generator* (HRSG). Hal tersebut terjadi karena pada saat nilai *pinch point heat recovery steam generator* (HRSG) menurun, Kalor yang dimanfaatkan pada HRSG semakin bertambah sehingga menyebabkan *mass flow rate* fluida kerja yang digunakan untuk membangkitkan daya pada sisi PLTU mengalami kenaikan. Oleh karena itu, sesuai dengan rumusan dibawah.

$$\begin{aligned}
 \text{pinch point} &= T_{g \text{ out evap}} - T_{w \text{ in evap}} \\
 \dot{m}_w &= \frac{\dot{m}_g (h_{g \text{ in evap}} - h_{g \text{ out evap}})}{(h_{w \text{ out evap}} - h_{w \text{ out econ}})} \\
 W_{ST} &= \dot{m}_w \times \Delta h
 \end{aligned}$$

Dengan meningkatnya pemanfaatan kalor dari gas buang dan bertambahnya daya yang dihasilkan maka *net plant efficiency* akan ikut mengalami peningkatan. Dan dengan daya yang semakin besar maka nilai *net plant heat rate* akan semakin menurun. Disimpulkan bahwa hasil simulasi sesuai dengan teori yang ada.

#### 4.6 Pengaruh Perubahan *Approach Point* Pada Modul High Pressure HRSG Terhadap Performa Pembangkit

Tabel 4.8 Hasil simulasi Variasi *Approach Point* Pada Modul High Pressure HRSG

Pinch Point	Cycle Tempo	Approach Point	Steam Turbine Power	Net Plant Efficiency	Net Plant Heat Rate
12,53	TOUT1 : 178° C	4,81	10805	47,044	7652,436
12,53	TOUT1 : 179° C	3,81	10823	47,057	7650,334
12,53	TOUT1 : 180° C	2,81	10844	47,069	7648,316

Keterangan: Approach Point = Temperatur air masuk HP evaporator (182,81° C) dikurangi temperatur ar keluar HP economizer (TOUT1 apparatus 12)

Berdasarkan Tabel 4.8 dapat dilihat hubungan antara perubahan *approach point heat recovery steam generator* (HRSG) pada modul *high pressure* terhadap *steam turbine power*, *net plant efficiency*, dan *net plant heat rate*.

Pada tabel terlihat penurunan *steam turbine power* seiring dengan menurunnya nilai *approach point* dari *economizer heat recovery steam generator* (HRSG). Hal tersebut terjadi karena pada saat temperatur keluar dari *economizer heat recovery steam*

*generator* (HRSG) meningkat, maka kerja dari evaporator untuk mengubah fase fluida akan lebih mudah, sehingga dengan suplai kalor yang tetap dari gas maka *mass flow steam* yang terbentuk akan bisa menjadi lebih banyak. Dengan bertambahnya *mass flow steam* maka akan meningkat pula daya yang dihasilkan turbin uap. Sesuai dengan persamaa dibawah

$$\begin{aligned} \text{approach point} &= T_{w \text{ in evap}} - T_{w \text{ out econ}} \\ \dot{m}_w &= \frac{\dot{m}_g (h_{g \text{ in evap}} - h_{g \text{ out evap}})}{(h_{w \text{ out evap}} - h_{w \text{ out econ}})} \\ W_{ST} &= \dot{m}_w \times \Delta h \end{aligned}$$

Dengan meningkatnya pemanfaatan kalor dari gas buang dan bertambahnya daya yang dihasilkan maka *net plant efficiency* akan ikut mengalami peningkatan. Dan dengan daya yang semakin besar maka nilai *net plant heat rate* akan semakin menurun. Disimpulkan bahwa hasil simulasi sesuai dengan teori yang ada.

#### 4.7 Pengaruh Perubahan *Pinch Point* Pada Modul Low Pressure HRSG Terhadap Performa Pembangkit

Tabel 4.9 Hasil simulasi Variasi *Pinch Point* Pada Modul Low Pressure HRSG

Pinch Point	Approach Point	Steam Turbine Power	Net Plant Efficiency	Net Plant Heat Rate
52,8	9,77	10805	47,044	7652,436
51,8	9,77	13437	48,753	7383,3
50,8	9,77	16069	50,462	7132,535

Keterangan: warna abu-abu adalah input pada cycle tempo (DELTL Apparatus 11)

Berdasarkan Tabel 4.9 dapat dilihat hubungan antara perubahan *pinch point heat recovery steam generator* (HRSG) pada modul *low pressure* terhadap *steam turbine power*, *net plant efficiency*, dan *net plant heat rate*.

Pada tabel terlihat peningkatan *steam turbine power* seiring dengan menurunnya nilai *pinch point heat recovery steam generator* (HRSG). Hal tersebut terjadi karena pada saat nilai *pinch point heat recovery steam generator* (HRSG) menurun, Kalor yang dimanfaatkan pada HRSG semakin bertambah sehingga menyebabkan *mass flow rate* fluida kerja yang digunakan untuk membangkitkan daya pada sisi PLTU mengalami kenaikan. Oleh karena itu, sesuai dengan rumusan dibawah.

$$\begin{aligned} pinch\ point &= T_{g\ out\ evap} - T_{w\ in\ evap} \\ \dot{m}_w &= \frac{\dot{m}_g (h_{g\ in\ evap} - h_{g\ out\ evap})}{(h_{w\ out\ evap} - h_{w\ out\ econ})} \\ W_{ST} &= \dot{m}_w \times \Delta h \end{aligned}$$

Dengan meningkatnya pemanfaatan kalor dari gas buang dan bertambahnya daya yang dihasilkan maka *net plant efficiency* akan ikut mengalami peningkatan. Dan dengan daya yang semakin besar maka nilai *net plant heat rate* akan semakin menurun. Disimpulkan bahwa hasil simulasi sesuai dengan teori yang ada.

#### 4.8 Pengaruh Perubahan *Approach Point* Pada Modul Low Pressure HRSG Terhadap Performa Pembangkit

Tabel 4.10 Hasil simulasi Variasi *Approach Point* Pada Modul *Low Pressure HRSG*

Pinch Point	Cycle Tempo	Approach Point	Steam Turbine Power	Net Plant Efficiency	Net Plant Heat Rate
52,8	TOUT1 : 95,01° C	9,77	10805	47,044	7652,436

52,8	TOUT1 : 96,01° C	8,77	11807	47,7	7524,238
52,8	TOUT1 : 97,01° C	7,77	13322	48,685	7369,082

Keterangan: Approach Point = Temperatur air masuk LP evaporator (104,78° C) dikurangi temperatur ar keluar HP economizer (TOUT1 apparatus 8)

Berdasarkan Tabel 4.10 dapat dilihat hubungan antara perubahan *approach point heat recovery steam generator* (HRSG) pada modul *low pressure* terhadap *steam turbine power*, *net plant efficiency*, dan *net plant heat rate*.

Pada tabel terlihat penurunan *steam turbine power* seiring dengan menurunnya nilai *approach point* dari *economizer heat recovery steam generator* (HRSG). Hal tersebut terjadi karena pada saat temperatur keluar dari *economizer heat recovery steam generator* (HRSG) meningkat, maka kerja dari evaporator untuk mengubah fase fluida akan lebih mudah, sehingga dengan suplai kalor yang tetap dari gas maka *mass flow steam* yang terbentuk akan bisa menjadi lebih banyak. Dengan bertambahnya *mass flow steam* maka akan meningkat pula daya yang dihasilkan turbin uap. Sesuai dengan persamaa dibawah

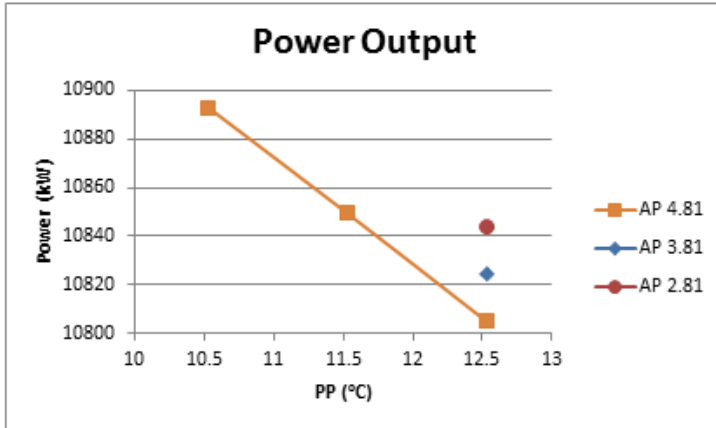
$$\text{approach point} = T_{w \text{ in evap}} - T_{w \text{ out econ}}$$

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{m}_g (h_{g \text{ in evap}} - h_{g \text{ out evap}})}{(h_{w \text{ out evap}} - h_{w \text{ out econ}})}$$

$$W_{ST} = \dot{m}_w \times \Delta h$$

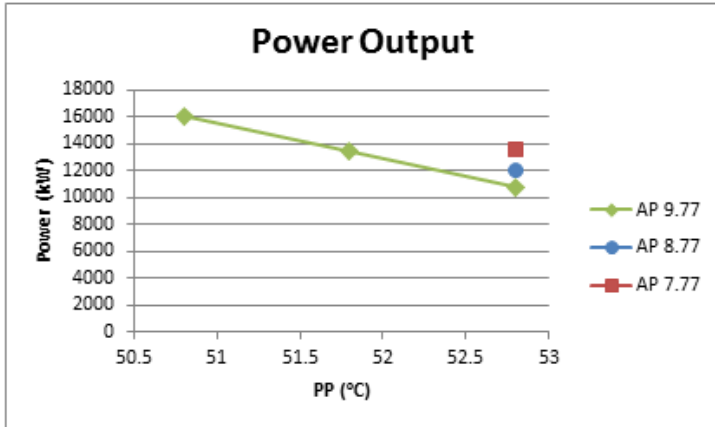
Dengan meningkatnya pemanfaatan kalor dari gas buang dan bertambahnya daya yang dihasilkan maka *net plant efficiency* akan ikut mengalami peningkatan. Dan dengan daya yang semakin besar maka nilai *net plant heat rate* akan semakin menurun. Disimpulkan bahwa hasil simulasi sesuai dengan teori yang ada.

#### 4.9 Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point Terhadap *Power Output*



Gambar 4.6 Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul HP terhadap *Power Output*

Berdasarkan gambar 4.6 dan gambar 4.7 dapat dilihat hubungan antara perubahan pinch point dan approach point terhadap *Power Output* yang dihasilkan. Untuk pinch point, semakin kecil nilainya maka akan menghasilkan *Power Output* yang lebih tinggi. Sementara pada approach point juga mengalami fenomena yang sama, semakin kecil nilainya maka akan menghasilkan *Power Output* yang lebih tinggi. Hal tersebut dapat terjadi karena adanya peningkatan *mass flow steam* yang terbentuk ketika diberlakukan perubahan parameter dengan suplai kalor dari gas buang sama, sehingga dapat menghasilkan daya yang lebih besar juga.



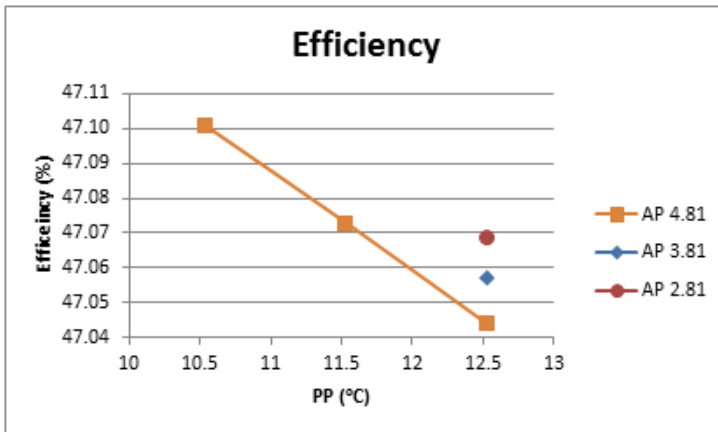
Gambar 4.7 Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul LP terhadap *Power Output*

Dengan membandingkan nilai *power output* yang dihasilkan dari perubahan *pinch point* dan *approach point* pada modul *high pressure* dan *low pressure*, dapat dilihat bahwa *power output* yang dihasilkan pada modul *low pressure* jauh lebih besar dibanding modul *high pressure*. Hal tersebut terjadi karena definisi balans energi pada *cycle tempo* ketika meninjau *mass flow steam* disesuaikan dengan kondisi apparatusnya. Namun demikian, untuk memenuhi power yang tinggi pada modul *low pressure* harus menambah suplai kalor untuk mencapai power yang tertera dikarenakan terdapat kekurangan kalor pada superheater2 yang tertera pada *cycle tempo*, sedangkan peningkatan power output pada modul *high pressure* tidak memerlukan suplai kalor tambahan.

#### 4.10 Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point Terhadap *Net Plant Efficiency*

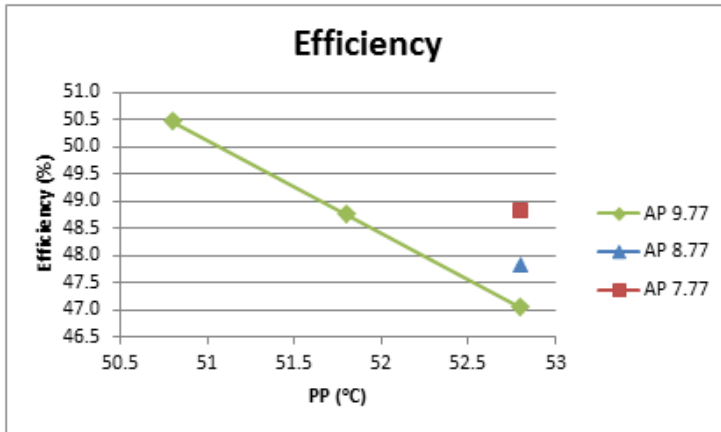
Berdasarkan gambar 4.8 dan gambar 4.9 dapat dilihat hubungan antara perubahan pinch point dan approach point terhadap *net plant efficiency* yang dihasilkan. Untuk pinch point,

semakin kecil nilainya maka akan menghasilkan *net plant efficiency* yang lebih tinggi. Sementara pada approach point juga mengalami fenomena yang sama, semakin kecil nilainya maka akan menghasilkan *net plant efficiency* yang lebih tinggi. Hal tersebut dapat terjadi karena adanya peningkatan *power* yang terbentuk ketika diberlakukan perubahan parameter dengan suplai kalor dari gas buang sama. Karena hubungan antara efisiensi dengan daya yang dihasilkan adalah berbanding lurus, dengan asumsi kalor suplai tetap. Sehingga semakin tinggi daya yang dihasilkan, maka efisiensi akan semakin tinggi juga.



Gambar 4.8 Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul HP terhadap *Net Plant Efficiency*





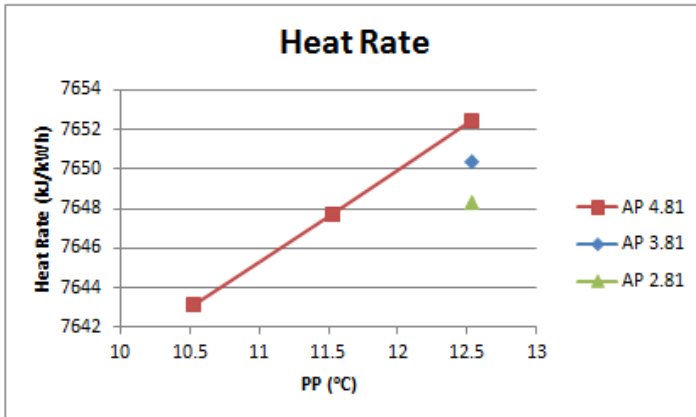
Gambar 4.9 Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul LP terhadap *Net Plant Efficiency*

Dengan membandingkan nilai *net plant efficiency* yang dihasilkan dari perubahan *pinch point* dan *approach point* pada modul *high pressure* dan *low pressure*, dapat dilihat bahwa *net plant efficiency* yang dihasilkan pada modul *low pressure* jauh lebih besar dibanding modul *high pressure*. Hal tersebut terjadi karena perubahan *power output* yang dialami modul *low pressure* juga jauh lebih besar dibanding modul *high pressure*, sehingga dengan suplai kalor yang sama akan dapat menghasilkan efisiensi yang lebih tinggi juga.

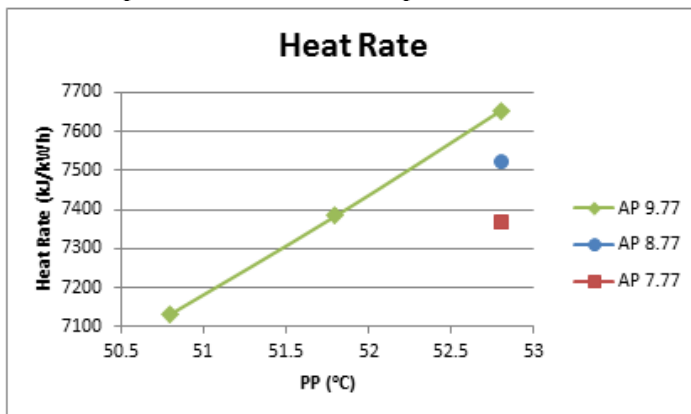
#### 4.11 Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point Terhadap *Net Plant Heat Rate*

Berdasarkan gambar 4.10 dan gambar 4.11 dapat dilihat hubungan antara perubahan pinch point dan approach point terhadap *net plant heat rate* yang dihasilkan. Untuk pinch point, semakin kecil nilainya maka akan menghasilkan *net plant heat rate* yang lebih rendah. Sementara pada approach point juga mengalami fenomena yang sama, semakin kecil nilainya maka akan menghasilkan *net plant heat rate* yang lebih rendah juga.

Hal tersebut dapat terjadi karena adanya peningkatan *power* yang terbentuk ketika diberlakukan perubahan parameter dengan suplai kalor dari gas buang sama. Karena hubungan antara *heat rate* dengan daya yang dihasilkan adalah berbanding terbalik, dengan asumsi kalor suplai tetap. Sehingga semakin tinggi daya yang dihasilkan, maka *heat rate* akan semakin rendah.



Gambar 4.10 Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul HP terhadap *Net Plant Heat Rate*

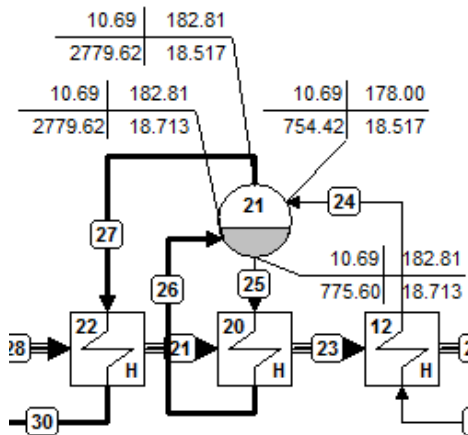


Gambar 4.11 Pengaruh Perubahan Pinch Point dan Approach Point pada Modul LP terhadap *Net Plant Heat Rate*

Dengan membandingkan nilai *net plant heat rate* yang dihasilkan dari perubahan *pinch point* dan *approach point* pada modul *high pressure* dan *low pressure*, dapat dilihat bahwa *net plant heat rate* yang dihasilkan pada modul *low pressure* jauh lebih besar dibanding modul *high pressure*. Hal tersebut terjadi karena adanya pembentukan *mass flow steam* yang lebih tinggi sehingga pada modul *low pressure* juga jauh lebih besar dibanding modul *high pressure*, perubahan *power output* yang dialami juga berbanding lurus dengan bentukan *mass flow steam*. Sehingga dengan suplai kalor yang sama, dan daya yang meningkat akan dapat menghasilkan heat yang lebih rendah.

#### 4.12 Analisa Laju Alir Massa pada *Heat Recovery Steam Generator (HRSG)*

##### 4.12.1 Analisa Laju Alir Massa pada Evaporator



Gambar 4.12 Kondisi Evaporator pada Approach Point 4,81° C

Pada gambar 4.12, dapat dilihat kondisi laju alir massa pada modul drum-evaporator dengan laju alir massa pada siklus

yang memiliki perbedaan. Dimana laju alir massa pada modul drum-evaporator akan lebih besar dari laju alir massa siklus. Walaupun begitu, kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi pada sistem tersebut masih terjaga.

Kesetimbangan massa:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$$

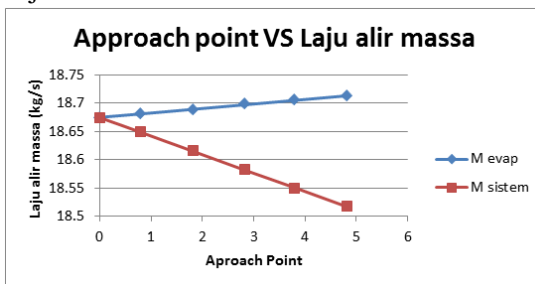
$$\dot{m}_{24} + \dot{m}_{26} = \dot{m}_{25} + \dot{m}_{27}$$

Kesetimbangan energi:

$$E_{in} = E_{out}$$

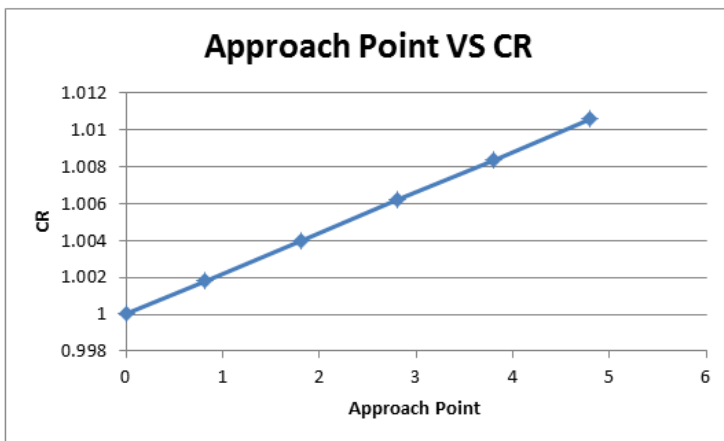
$$(\dot{m}_{24} \times h_{24}) + (\dot{m}_{26} \times h_{26}) = (\dot{m}_{25} \times h_{25}) + (\dot{m}_{27} \times h_{27})$$

Perbedaan laju alir massa itu menandakan sistem evaporator ini memiliki *Circulation Ratio* (CR) lebih dari 1. Hal tersebut dikarenakan adanya *approach point* yang merupakan selisih temperatur fluida yang keluar dari economizer dengan temperatur saturasi. Pada keadaan diatas dimana *approach point* bernilai  $4,81^{\circ}\text{C}$ , yang berarti temperatur air keluar economizer pada temperatur  $178^{\circ}\text{C}$  sementara temperatur jenuh pada  $182,81^{\circ}\text{C}$  menyebabkan modul evaporator bekerja lebih berat karena harus menaikkan temperatur air keluar economizer terlebih dahulu sebelum merubah fase air setelahnya. Sehingga kualitas uap dari evaporator tidak langsung terbentuk 100%, dan sisa air yang masih belum menjadi uap akan diputar kembali pada evaporator sehingga laju alir massa pada evaporator akan lebih besar dari laju alir massa utama.



Gambar 4.13 Grafik Perbandingan Approach point dan Laju alir massa

Pada gambar 4.13, dapat dilihat hubungan antara nilai *approach point* terhadap laju alir massa pada modul evaporator dan siklus. Semakin besar nilai *approach point* maka akan semakin besar selisih kedua laju alir massa tersebut, sementara ketika *approach point* semakin kecil maka selisih akan semakin kecil, dan pada *approach point* 0 akan membuat laju alir massa akan sama. Seperti pada pembahasan sebelumnya, bahwa dengan menurunnya nilai *approach point* maka akan menghasilkan laju alir massa yang semakin besar. Hal itu juga akan meningkatkan temperatur keluar economizer sehingga beban yang harus ditanggung evaporator semakin kecil. Dengan begitu, akan membuat lever air pada drum akan semakin berkurang hingga mencapai level standar pada *approach point* 0 yang berarti laju alir massa siklus sama dengan laju alir massa pada evaporator.



Gambar 4.14 Grafik perbandingan Approach Point dan Circulation Ratio

$$Circulation\ Ratio = \frac{\dot{m}_{evap}}{\dot{m}_{main\ flow}}$$

*Circulation ratio* adalah perbandingan antara massa fluida yang beredar pada evaporator dengan massa fluida utama

pada siklus. Pada gambar 4.14 dapat dilihat bahwa semakin besar *approach point* akan menyebabkan nilai *circulation ratio* semakin besar pula, karena adanya peningkatan beban yang ditanggung evaporator seperti pada pembahasan sebelumnya.

#### 4.12.2 Analisa Laju Alir Massa pada Modul Low Pressure

Pada modul *low pressure*, terdapat peningkatan yang signifikan pada perubahan laju alir massa ketika dilakukan perubahan parameter *pinch point* dan *approach point*. Hal itu dikarenakan hubungan modul evaporator pada modul *low pressure* yang difungsikan sebagai suplai uap air untuk deaerator yang berhubungan langsung dengan laju alir massa siklus. Sebenarnya perubahan parameter *pinch point* dan *approach point* hanya merubah sedikit nilai laju alir massa pada bagian evaporator seperti ditunjukkan pada tabel 4.11. , namun untuk menyesuaikan laju alir massa dari evaporator maka suplai air pada deaerator yang merupakan laju alir massa pada siklus ini harus meningkat juga mengikuti peningkatan suplai uap air dari evaporator agar tidak terjadi pembentukan uap air pada keluaran deaerator.

Tabel 4.11 Laju alir massa pada evaporator dan deaerator

	m evaporator = m in steam deaerator	m siklus = m in water deaerator	m in total dearator	m out dearator
normal	0,34	18,517	18,857	18,857
PP -2 (50,8° C)	0,506	27,53	28,04	28,04
AP -2 (7,77° C)	0,34	23,27	23,61	23,61

#### 4.13 Optimalisasi Performa *Heat Recovery Steam Generator (HRSG)* dengan Parameter *Pinch Point* dan *Approach Point*

Perubahan parameter berupa *pinch point* dan *approach point* pada HRSG terbukti dapat mempengaruhi performa HRSG

itu sendiri dalam kemampuannya untuk membangkitkan uap yang dibutuhkan turbin uap. Oleh karena dibutuhkan perencanaan yang matang sebelum akhirnya desain HRSG secara keseluruhan ditentukan. Pada pembahasan sebelumnya, sudah diketahui bagaimana pengaruh perubahan kedua parameter tersebut terhadap HRSG. Namun, perubahan parameter yang dilakukan hanya sekedar mengetahui pengaruhnya saja, belum sampai pada tahap didapatkan hasil yang optimal dengan parameter tersebut. Oleh karena itu, akan dilakukan optimalisasi parameter tersebut pada subbab ini.

No.	Name	Type	Energy loss (enthalpy)
			[kW]
3	Turbine	3	16395.99
24	Turbine	3	155135.94
4	Condenser	4	0.00
8	Heat Exchgr.	6	0.00
10	Heat Exchgr.	6	0.00
12	Heat Exchgr.	6	-2352.39
20	Heat Exchgr.	6	0.00
22	Heat Exchgr.	6	0.00
23	Heat Exchgr.	6	-22649.26
2	Deaerator	7	0.00
19	Pump	8	-45.12
7	Pump	8	-2.34
13	Node	9	0.00
5	Sink/Source	10	-32502.69
6	Sink/Source	10	96659.32
18	Sink/Source	10	13777.54
1	Stack	10	-267492.88
9	Sink/Source	10	51933.52
11	Heat Exchgr.	12	0.00
16	Combustor	13	0.00
17	Drum	15	0.00
21	Drum	15	0.00
15	Compressor	29	-8857.64
1	Pipe		0.00
2	Pipe		0.00
30	Pipe		0.00
	Total:		0.00

Gambar 4.15 Tabel energy balance pada LP dengan pinch point 50,8° C

Pada gambar 4.15, ditunjukkan contoh kasus perubahan parameter *pinch point* pada modul LP HRSG yang menghasilkan daya terbesar sebesar 16 MW. Walaupun daya yang dihasilkan besar karena laju alir massa yang meningkat sangat besar pula, namun dapat dilihat pada gambar diatas bagian heat exchanger, total energy loss yang dimiliki siklus ini ternyata bernilai -25001 kW, yang berarti untuk menghasilkan daya sebesar 16 MW maka masih dibutuhkan sumber panas tambahan sebesar 25 MW. Sehingga sistem ini dinilai tidak optimal, karena sumber panas yang dibutuhkan harus ditambah seperti pengadaan *duct burner*. Dengan acuan sumber panas yang tetap maka sistem dengan pinch point 50,8° C pada modul low pressure tidak dapat diterapkan. Untuk itu, dibawah sudah ditampilkan hasil simulasi untuk setiap parameter agar dihasilkan sistem optimal yang diupayakan memiliki energy loss mendekati 0 kW, yang artinya semua panas yang diberikan gas buang akan diserap oleh sistem untuk membentuk uap air.

Tabel 4.12 Parameter optimal untuk HRSG

	Nilai	Daya (kW)	Energy Loss (kW)
PP HP	10,316	10902,16	0,01
AP HP	0,005	10897,76	21,61
PP LP	52,763	10902,81	3,71
AP LP	9,6902	10894,25	45,12



## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi pada *software cycle tempo* Pada pembangkit yang memanfaatkan heat recovery steam generator (HRSG) tekanan dua tingkat dengan turbin uap tekanan tunggal, dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut

1. Variasi perubahan beban turbin gas akan mempengaruhi proses pembangkitan uap pada HRSG yang mengakibatkan perubahan performa pada pembangkit secara keseluruhan. Penurunan beban turbin gas akan mengakibatkan menurunnya nilai *total power*. Namun pada kasus ini, untuk nilai *net plant efficiency*, dan *net plant heat rate* akan tetap, dikarenakan kondisi pembangkit menggunakan data 100% load sehingga tidak menunjukkan kondisi pada keadaan sebenarnya.

Gas Turbine Load	Exhaust Flow (kg/s)	Total Power (kW)	Net Plant eff	Net plant heat rate (kJ/kWh)
100 %	168,62	72.205	47,044 %	7.652,3
90 %	156,42	66.981	47.042 %	7.652,4
80 %	145,9	62.476	47.049 %	7.652,3
70%	134,51	57.599	47.044 %	7.652,4
50 %	115,01	49.248	47.038 %	7.652,5

2. Variasi perubahan *pinch point* pada HRSG akan mempengaruhi penyerapan kalor yang terjadi pada modul HRSG, sehingga mengakibatkan perubahan performa pada pembangkit secara keseluruhan. Semakin menurunnya nilai *pinch point* akan membuat pemindahan kalor menjadi semakin baik sehingga berakibat meningkatnya nilai *total power*, dan *net plant efficiency*, juga akan menurunnya nilai *net plant heat rate*.

High pressure				
Pinch Point	Approach Point	Steam Turbine Power	Net Plant Efficiency	Net Plant Heat Rate
12,53	4,81	10805	47,044	7652,436
11,53	4,81	10849	47,073	7647,736
10,53	4,81	10893	47,101	7643,136

Low pressure				
Pinch Point	Approach Point	Steam Turbine Power	Net Plant Efficiency	Net Plant Heat Rate
52,8	9,77	10805	47,044	7652,436
51,8	9,77	13437	48,753	7383,3
50,8	9,77	16069	50,462	7132,535

3. Variasi perubahan *approach point* pada HRSG akan mempengaruhi penyerapan kalor yang terjadi pada modul HRSG bagian evaporator, sehingga dapat mengakibatkan perubahan performa pada pembangkit secara keseluruhan. Semakin menurunnya nilai *approach point* akan membuat *mass flow steam* menjadi lebih tinggi untuk perpindahan kalor yang tetap, sehingga berakibat meningkatnya nilai *total power*, dan *net plant efficiency*, juga akan menurunnya nilai *net plant heat rate*.

High pressure				
Pinch Point	Approach Point	Steam Turbine Power	Net Plant Efficiency	Net Plant Heat Rate
12,53	4,81	10805	47,044	7652,436
12,53	3,81	10823	47,057	7650,334
12,53	2,81	10844	47,069	7648,316

Low pressure				
Pinch Point	Approach Point	Steam Turbine Power	Net Plant Efficiency	Net Plant Heat Rate
52,8	9,77	10805	47,044	7652,436
52,8	8,77	11807	47,7	7524,238
52,8	7,77	13322	48,685	7369,082

- Hasil variasi parameter pada modul low pressure menunjukkan peningkatan *mass flow* yang signifikan, karena penyesuaian kesetimbangan massa pada deaerator dengan uap hasil evaporator. Jauhnya perubahan *mass flow* tidak dapat diimbangi dengan sumber panas yang ada, hingga harus ditambah sumber panas untuk memenuhi kebutuhan siklus.

## 5.2 Saran

Beberapa saran yang bisa diberikan setelah dilakukannya penelitian antara lain sebagai berikut:

- Perlunya dilakukan pelatihan mengenai *software cycle tempo* agar mahasiswa yang akan menganalisa sistem

pembangkit menggunakan *software* tersebut dapat menguasai pengoperasian *software*.

2. Diharapkan adanya penelitian lebih lanjut tentang pembangkit listrik dengan HRSG menggunakan *software* Cycle Tempo.

## DAFTAR PUSTAKA

- Arfandi, A. 2016. **Analisis Full Repowering PLTU UNIT 1 PT PJB UP Gresik dengan Variasi Pinch Point pada Heat Recovery Steam Generator Menggunakan Software Cycle-Tempo**. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- Ganapathy, V. 1991. **Waste Heat Boiler Deskbook**. United States : The Fairmont Press Inc.
- Incropera, Frank P., De Witt, & David P. 2002. **Fundamental of Heat and Mass Transfer**. New York: John Wiley & Sons Inc.
- Kehlhofer, Rolf, F. Hannemann, F. Stirnimann, & B. Rukes. 2009. **Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants**. USA : PennWell Corporation
- Mehraban, K.M., Rohani, V., Mehrpanahi, A., & Naserabad, S.N. 2014. **Using Two Types Of Heat Recovery Steam Generator For Full Repowering A Steam Power Plant And Its Analysis By Exergy Method**. Iran : Shahid Rajaei Teacher Training University.
- Moran, J. & Howard N. Shapiro. 2004. **Termodinamika Teknik Edisi 4**. Jakarta : Erlangga.
- Sadik Kakac, H. L. (2012). **Heat Exchanger| Selection, Rating, and Thermal Design**. Boca Raton: CRC Press.
- Sugiharto, R. (2009). **Perancangan Heat Recovery Steam Generator (HRSG) dengan Sistem Tekanan Uap Dua**

**Tingkat Kapasitas Daya Pembangkitan 77 MW.** Medan:  
Universitas Sumatera Utara.

Thulukkanam, Kuppan. 2013. **Heat Exchanger Design Handbook.** New York : CRC Press.

Training Manual. **Cycle Tempo Version Release 5.** Delft  
University of Technology (TU Delft), Belanda.

## BIODATA PENULIS



Ryan Hidayat lahir di Tangerang pada 21 Oktober 1994, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Riwayat pendidikan penulis diawali dari SDN Karawaci Baru 2 Tangerang. Penulis melanjutkan pendidikan di SMPN 9 Tangerang, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 5 Tangerang. Setelah tamat SMA, penulis merantau ke Surabaya untuk menempuh studi S1 Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis aktif dalam berbagai kegiatan akademik dan kemahasiswaan. Penulis aktif mengikuti kegiatan Laboratorium termodinamika dan Perpindahan Panas, sebagai Asisten Praktikum. Dalam bidang kemahasiswaan penulis aktif mengikuti beberapa organisasi kampus yakni Lembaga Dakwah Jurusan Ash Shaff dan JMMI, juga organisasi yang bersifat relawan yakni GMH (Gerakan Melukis Harapan). Untuk informasi dan saran dapat menghubungi penulis melalui email [ryan21hidayat@gmail.com](mailto:ryan21hidayat@gmail.com).